بسم الله الرحمن الرحيم

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

گروه طراحی جامدات

بررسی رفتار دینامیکی غیرخطی در سیستم یاتاقان‌های گازی غیرمدور

دانشجو : رضا رشیدی میبدی

اساتید راهنما :

۱- دکتر اردشیر کرمی‌محمدی

۲- دکتر فیروز بختیاری‌نژاد

رساله دکتری جهت اخذ درجه دکتری

بهمن ۸۸

دانشگاه صنعتی شاهرود

بسمه تعالی

صورتجلسه دفاع از رساله دکتری (ph.D)

بدینوسیله گواهی می شود آقای **رضا رشیدی میبدی** دانشجوی دکتری رشته **مکانیک – طراحی کاربردی** ورودی **۱۳۸۴** در تاریخ **۱۳۸۸/۱۱/۱۸** از رساله خود با عنوان : **بررسی رفتار دینامیکی غیر خطی در سیستم یاتاقان های گازی غیر مدور**

دفاع و با اخذ نمره ۲۰...... به درجه : عالی...... نائل گردید .

الف) درجه عالی : نمره ۲۰-۱۹ ☑	ب) درجه بسیار خوب : نمره ۱۸/۹۹ – ۱۷ ☐
ج) درجه خوب : نمره۱۶/۹۹– ۱۵ ☐	د) غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد ☐
ذ) رساله نیاز به اصلاحات دارد ☐	

	هیئت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱	دکتراردشیر کرمی‌محمدی	استاد راهنمای اول	استادیار	
۲	دکترفیروز بختیاری نژاد	استاد راهنمای دوم	استاد	
۳		استاد راهنما / مشاور		
۴	دکترمهدی بهزاد	استاد مدعو خارجی	استاد	
۵	دکتراصغردشتی‌رحمت‌آبادی	استاد مدعو خارجی	استادیار	
۶	دکتر بهروز حسنی	استاد مدعو داخلی	دانشیار	
۷	دکترمحمدجواد مغربی	استاد مدعو داخلی	دانشیار	
۸	دکتر مهدی قناد کهتوئی	سرپرست (نماینده) تحصیلات تکمیلی دانشکده	استادیار	

مدیر محترم تحصیلات تکمیلی دانشگاه

ضمن تأیید مراتب فوق مقرر فرمائید اقدامات لازم بعمل آید .

رئیس دانشکده و رئیس هیأت داوران :

تاریخ و امضاء

تقدیم به پدر بزرگوار و مادر عزیزم

تقدیم به خواهر و برادر دلسوزم

تقدیم به همسر مهربانم

تشکر و قدردانی

برخود لازم می‌دانم از لطف و عنایت کلیه اساتید بزرگوارم تشکر و قدردانی نمایم. از اساتید راهنمای بزرگوارم آقایان دکتر اردشیر کرمی‌محمدی و دکتر فیروز بختیاری‌نژاد بخاطر راهنمایی‌های مدبرانه و ارزشمند ایشان بی‌نهایت سپاسگزارم. بی‌تردید دقت و حسن خلق و تدبیر ایشان در تدوین رساله بسیار مفید بوده است.

از اساتید گرانقدر آقایان دکتر مهدی بهزاد، دکتر اصغر دشتی رحمت‌آبادی، دکتر بهروز حسنی و دکتر محمدجواد مغربی که در مطالعه و ارشاد رساله نهایت دقت داشته‌اند، تشکر و قدردانی می‌نمایم.

تعهد نامه

اینجانب **رضا رشیدی میبدی** دانشجوی دوره دکتری رشته **مهندسی مکانیک – طراحی کاربردی** دانشکده **مکانیک** دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده رساله **بررسی رفتار دینامیکی غیر خطی در سیستم یاتاقان های گازی غیر مدور** تحت راهنمایی **دکتر اردشیر کرمی محمدی** متعهد می شوم :

- تحقیقات در این پایان نامه / رساله توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصلت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه/رساله تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچگونه مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در بدست آمدن نتایج اصلی پایان نامه / رساله تاثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه/رساله رعایت می‌گردد .
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه/رساله ،در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه/رساله ،در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا از آن استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ :

امضاء دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

چکیده

در طول چند دهه گذشته یاتاقان‌های گازی مورد توجه بسیاری از پژوهشگران در شاخه علم ترایبولوژی به صورت عملی و تئوری واقع شده است. رشد سریع این دسته از یاتاقان‌ها ناشی از بکارگیری آنها در دامنه وسیعی از کاربردهای مهندسی است. از مزایای این دسته از یاتاقان‌ها می‌توان به تمیز و در دسترس‌بودن روانکار نظیر هوا و کاهش اصطکاک اشاره نمود. ولی پایداری دینامیکی ضعیف این دسته از یاتاقان‌ها بدلیل پایین بودن لزجت روانکار سبب کاهش کارآیی آنها در کاربردهای عملی می‌باشد. بنابراین، بررسی رفتار دینامیکی آنها امری لازم و ضروری است تا بتوان با دردست‌داشتن آن اطلاعات، به شناسایی عیوب سیستم و همچنین از قرارگیری سیستم در آن نواحی که کنترل آن سخت است، جلوگیری نمود.

در این رساله رفتار دینامیکی یاتاقان‌های گازی غیرمدور دو-لب، سه-لب و چهار-لب مورد بررسی قرار می‌گیرد. روش اجزاء محدود به منظور حل معادله رینولدز در حالت دینامیکی بکارگرفته می‌شود تا متغیر فشار در این حالت بدست‌آید. شرایط اولیه برای حالت دینامیکی را می‌توان با تحلیل سیستم در حالت استاتیکی تعیین نمود. جهت دستیابی به متغیر فشار در حالت استاتیکی نیز روش اجزاء محدود بکارگرفته می‌شود. معادلات حرکت مرکز محور و معادله رینولدز در حالت دینامیکی با هم بکارگرفته می‌شوند تا بتوان موقعیت، سرعت و شتاب مرکز محور را در هر مرحله زمانی بدست آورد و از آنها بعنوان شرایط اولیه برای مرحله زمانی بعدی استفاده نمود. برای بررسی نتایج در حالت دینامیکی از ابزارهایی نظیر مدار دینامیکی، فضای حالت، طیف توانی، نگاشت پوانکاره و دیاگرام دوشاخگی استفاده می‌شود.

نتایج بدست‌آمده در این رساله وقوع رفتارهایی نظیر بازگشت به نقطه تعادل استاتیکی، تناوبی و برخورد بین محور و یاتاقان را در حالتی که محور بطور کامل بالانس باشد را نشان می‌دهد. همچنین رفتارهایی نظیر تناوبی، شبه تناوبی و برخورد بین محور و یاتاقان را در حالتی که محور تحت نابالانسی جرمی قرارگرفته قابل مشاهده است. کلیه نتایج فوق با درنظرگرفتن پارامترهایی نظیر عدد یاتاقان، جرم

محور و پریلود به عنوان پارامترهای سیستم حاصل گردیده است. نتایج حاکی از وقوع رفتارهای پایدارتری در مقادیر پایین پارامترهای مذکور می‌باشد که با افزایش آنها از میزان پایداری رفتار کاسته می‌شود. بنابراین با دردست‌داشتن این اطلاعات می‌توان شرایط سیستم را بگونه‌ای درنظرگرفت تا از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری شود.

کلمات کلیدی: رفتار دینامیکی، یاتاقان‌های گازی غیرمدور، مدار دینامیکی، نگاشت پوانکاره، دوشاخگی

مقالات مستخرج از رساله دکتری

مجلات:

1. R. Rashidi, A. Karami mohammadi and F. Bakhtiari-Nejad, Effect of Bearing Number on Nonlinear Dynamic Behavior of Aerodynamic Noncircular Journal Bearing Systems, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribololgy, 2009.
2. R. Rashidi, A. Karami mohammadi and F. Bakhtiari-Nejad, Preload Effect on Nonlinear Dynamic Behavior of a Rigid Rotor Supported by Noncircular Gas-Lubricated Journal Beranig Systems, Nonlinear Dynamics, 2009.
3. R. Rashidi, A. Karami mohammadi and F. Bakhtiari-Nejad, Rotor Mass Effect on Nonlinear Dynamic Behavior of Aerodynamic Noncircular Journal Bearing Systems, Iranian Journal of Science and Technology, Transaction B: Engineering, 2009.
4. R. Rashidi, A. Karami mohammadi and F. Bakhtiari-Nejad. Preload Effect on Nonlinear Dynamic Behavior of Aerodynamic Two-Lobe Journal Bearings, Journal of Aerospace Science and Technology, 2008.

کنفرانس‌ها:

۱. رضا رشیدی میبدی، اردشیر کرمی محمدی، فیروز بختیاری‌نژاد، بررسی رفتار دینامیکی غیرخطی در سیستم یاتاقان گازی غیرمدور دو-لب، هشتمین کنفرانس بین‌المللی انجمن هوا و فضای ایران، ۱۳۸۷.

۲. رضا رشیدی میبدی، اردشیر کرمی محمدی، فیروز بختیاری‌نژاد، رفتار دینامیکی غیرخطی در سیستم یاتاقان گازی غیرمدور سه-لب، هفدهمین کنفرانس بین‌المللی مهندسی مکانیک ایران، ۱۳۸۸.

فهرست مطالب

عنوان **صفحه**

فهرست شکل ها

عنوان **صفحه**

فهرست جداول

عنوان **صفحه**

فهرست علائم

A	سطح محور
A^e	سطح المان
A_X, A_Y	مولفه‌های بدون بعد شتاب مرکز محور در جهات افقی و عمودی
$\overline{C}$	لقی شعاعی(m)
$\overline{C}_m$	کمترین مقدار لقی، موقعی که محور و یاتاقان هم‌مرکز باشند(m)
$\overline{D}$	قطر محور(m)
e_f	تعداد کل المان‌ها در ناحیه فیلم سیال
$\overline{F}_{X_0}, \overline{F}_{Y_0}$	مولفه‌های نیروی فیلم سیال روی محور در حالت استاتیکی(N)
F_{X_0}, F_{Y_0}	مولفه‌های بدون بعد نیروی فیلم سیال روی محور در حالت استاتیکی
$\overline{F}_X, \overline{F}_Y$	مولفه‌های نیروی فیلم سیال روی محور در حالت دینامیکی(N)
F_X, F_Y	مولفه‌های بدون بعد نیروی فیلم سیال روی محور در حالت دینامیکی
$\overline{h}$	ضخامت فیلم سیال در حالت دینامیکی(m)
h	ضخامت بدون بعد فیلم سیال در حالت دینامیکی
h_0	ضخامت بدون بعد فیلم سیال در حالت استاتیکی
$\overline{L}$	طول یاتاقان(m)
$\overline{m}_r$	جرم محور(kg)
m_r	جرم محوردر حالت بدون بعد
$N_z,\ (z = i, j)$	توابع شکل
$N_z^e,\ (z = i, j)$	توابع شکل برای هر المان

n_e	تعداد گره در هر المان
n_f	تعداد کل گره‌ها در ناحیه فیلم سیال
$\overline{P}^*$	فشار مطلق گاز($\frac{N}{m^2}$)
$\overline{P}$	فشار نسبی گاز($\frac{N}{m^2}$)
P	فشار نسبی بدون بعد گاز در حالت دینامیکی
$\overline{P}_0$	فشار نسبی گاز در حالت استاتیکی($\frac{N}{m^2}$)
P_0	فشار نسبی بدون بعد گاز در حالت استاتیکی
$\overline{P}_a$	فشار محیط($\frac{N}{m^2}$)
$P_{X_{j0}}$	مشتق فشار استاتیکی نسبت به X_{j_0} در حالت بدون بعد
$P_{Y_{j0}}$	مشتق فشار استاتیکی نسبت به Y_{j_0} در حالت بدون بعد
$\overline{R}$	شعاع محور(m)
S^e	مرز المان
$S_i , i = 1,2,3,4$	متغیرهای حالت
$\bar{t}$	زمان(s)
t	زمان در حالت بدون بعد
$\overline{U}$	سرعت محیطی محور($\frac{m}{s}$)
U	سرعت محیطی محور در حالت بدون بعد
$\overline{V}_X , \overline{V}_Y$	مولفه‌های سرعت مرکز محور ($\frac{m}{s}$)

V_X, V_Y	مولفه‌های بدون بعد سرعت مرکز محور
$\overline{W_0}$	بار اعمالی روی محور
$\overline{X}_{j_0}, \overline{Y}_{j_0}$	مختصات مرکز محور در حالت استاتیکی(m)
X_{j_0}, Y_{j_0}	مختصات بدون بعد مرکز محور در حالت استاتیکی
$\overline{X}_j, \overline{Y}_j$	مختصات مرکز محور در حالت دینامیکی(m)
X_j, Y_j	مختصات بدون بعد مرکز محور در حالت دینامیکی
$\overline{x}, \overline{y}$	مختصات اغتشاشی نسبت به موقعیت مرکز محور در حالت استاتیکی(m)
x, y	مختصات اغتشاشی بدون بعد نسبت به موقعیت مرکز محور در حالت استاتیکی

فهرست علائم یونانی

δ	پریلود سیستم($\frac{\overline{C}_m}{\overline{C}}$)
η, ζ	مختصات محلی در المان مستطیلی
η_0	متغیر اصلاح‌کننده فشار
λ	نسبت طول یاتاقان به قطر محور($\frac{\overline{L}}{\overline{D}}$)
Λ	عدد یاتاقان یا تراکم‌پذیری($\Lambda = \frac{6\overline{\mu}\overline{\omega}_0\overline{R}^2}{\overline{P}_a\overline{C}_m^2}$)
$\overline{\mu}$	لزجت روانکار($\frac{N.s}{m^2}$)
$\overline{\theta}$	مختصات محیطی
θ	مختصات زاویه‌ای، اندازه‌گیری شده نسبت به راستای مثبت محور X،

شکل(۲-۲)

θ_0^k	زاویه بین خط‌المرکزین یاتاقان و لب kام با محور X
θ_1^k	زاویه شروع لب kام با محور X
θ_2^k	زاویه پایان لب kام با محور X
$\bar{\rho}$	نابالانسی جرمی محور(m)
ρ	نابالانسی جرمی محور در حالت بدون بعد
$\bar{\omega}_0$	سرعت زاویه‌ای محور در حالت استاتیکی($\frac{rad}{s}$)
$\bar{\omega}$	سرعت زاویه‌ای محور در حالت دینامیکی($\frac{rad}{s}$)
$\bar{\xi}$	مختصات طولی یاتاقان، اندازه‌گیری‌شده از وسط یاتاقان (m)
ξ	مختصات طولی یاتاقان در حالت بدون بعد
Ψ	متغیر تابع بدون بعد در حالت دینامیکی
Ψ^e	متغیر تابع بدون بعد در حالت دینامیکی برای المان
Ψ_0	متغیر تابع بدون بعد در حالت استاتیکی
Ψ_0^e	متغیر تابع بدون بعد در حالت استاتیکی برای المان
$\Psi_{0_{X_0}}$	مشتق متغیر تابع، Ψ_0، نسبت به X_0 در حالت بدون بعد
$\Psi_{0_{Y_0}}$	مشتق متغیر تابع، Ψ_0، نسبت به Y_0 در حالت بدون بعد
$\dot{\Psi}$	مشتق زمانی متغیر تابع

فهرست بالانویس‌ها

e	اشاره به المان

f	اشاره به ناحیه سیال
k	اشاره به لب kام
r	شماره تکرار

فهرست زیرنویس‌ها

0	اشاره به حالت استاتیکی
i	شمارنده
j	شمارنده

فصل اول

مقدمه

۱-۱ مقدمه

تحقیقات گسترده انجام شده بصورت عملی و تئوری روی یاتاقان‌های روانکاری شده با گاز طی پنج دهه گذشته حاکی از توجه بسیاری از اندیشمندان در شاخه علم ترایبولوژی[۱] روی این دسته از یاتاقان‌ها می‌باشد. یاتاقان‌های گازی با خصوصیات ویژه‌ای که نسبت به یاتاقان‌های روغنی دارند، می‌توانند شرایط پایداری را در دورهای بسیار بالا همراه با اتلاف انرژی و آلایندگی در سطح پایین در بسیاری از زمینه‌های کاربردی با شرایط سخت و طاقت‌فرسا ایجاد نمایند. از مزایای بکارگیری این دسته از یاتاقان‌ها نسبت به یاتاقان‌های روغنی، می‌توان به فراوانی روانکار نظیر هوا، پایداری روانکار در بازهٔ وسیعی از تغییرات دمایی، جلوگیری از پدیده کاویتاسیون[۲]، کاهش اتلاف انرژی و عدم نیاز به سیستم خنک‌کاری اشاره کرد.

توربوماشین‌های سریع، سیستم‌های پیشرانش در هواپیما، ماشین های ابزار با دور بالا، صنایع غذایی و داروسازی، راکتورهای هسته‌ای، لوازم دندانپزشکی و تجهیزات جانبی کامپیوتر از جمله مواردی است که یاتاقان‌های گازی بدلیل ویژگی‌های ذکر شده، بکارگرفته می‌شوند.

علی‌رغم برخورداری از ویژگی‌های جذاب نامبرده، این دسته از یاتاقان‌ها بدلیل پائین بودن لزجت روانکار، عملکرد استاتیکی و دینامیکی ضعیف‌تری نسبت به یاتاقان‌های روغنی دارند و این باعث کاهش کارآیی آنها در عمل می‌شود.

مسأله پائین بودن ظرفیت تحمل بار در سیستم یاتاقان‌های هیدرودینامیکی را می‌توان با افزایش ابعاد و کاهش لقی شعاعی بهبود بخشید. لقی شعاعی کوچک به عملیات پرداخت سطح کاری بهتر و در نتیجه افزایش هزینه ساخت منجر می‌شود. اما مسأله پایداری خطی و بررسی رفتار دینامیکی غیرخطی، تحت اغتشاشات صورت‌گرفته در سیستم نسبت به یاتاقان‌های روغنی (بدلیل پائین بودن لزجت روانکار) بسیار مهمتر می‌باشد. بکارگیری سیستم یاتاقان‌های گازی در دورهای بالا بر اهمیت این موضوع می‌افزاید. لذا

[1]. Tribology
[2]. Cavitation

بررسی رفتار دینامیکی غیرخطی، و اثر تغییر پارامترهای سیستم بر آن، امری لازم و ضروری است تا بتوان با قراردادن سیستم در محدوده کاری مناسب، از خطرات احتمالی جلوگیری کرد.

تحلیل یاتاقان‌های گازی بصورت تئوری کار بسیار دشواری است. تئوری روانکاری گاز، در واقع بسط تئوری روانکاری فیلم سیال تراکم‌ناپذیر رینولدز[1] است. شکل معادله رینولدز که میدان فشار را در فیلم سیال تراکم‌ناپذیر بیان می‌کند بصورت یک معادله دیفرانسیل جزئی[2] غیرهمگن مرتبه دوم می‌باشد. در روانکاری با گاز، تراکم‌پذیری فیلم سیال، معادله رینولدز را به شکل غیرخطی تبدیل می‌کند و مشتق زمانی متغیر فشار بصورت صریح ظاهر می‌شود. لذا بررسی سیستم در حالت استاتیکی و همچنین حالت دینامیکی در یاتاقان‌های گازی نسبت به یاتاقان‌های روغنی بسیار پیچیده‌تر می‌باشد.

در این رساله، بررسی رفتار دینامیکی غیرخطی در سیستم یاتاقان‌های گازی غیرمدور مورد بررسی قرارگرفته است که در ادامه این فصل مروری بر کارهای انجام شده در این زمینه ارائه می‌گردد.

۱-۲ مروری بر کارهای انجام شده

اولین بار در سال ۱۸۹۷، کینگس بری [۱] در مطالعات عملی خود از هوا به عنوان روانکار استفاده نمود و این نقطهٔ شروع تحقیقات در رابطه با یاتاقان‌های گازی بود. سپس در سال ۱۹۱۳، هاریسون [۲] یاتاقان‌های بلند را مورد مطالعه قرارداد. وی فرض‌کرد متوسط ضخامت فیلم روانکار در فضای لقی شعاعی محور یکسان باشد. بعد از این تقریباً به مدت چهل سال به غیر از چندین کار عملی، تحقیقات دیگری در این زمینه صورت نپذیرفت و آنهم عمدتاً به علت مشکلات حل معادلات غیرخطی حاکم بر مسأله بود.

کاتو و سودا [۳]، آسمان [۴-۶] و الرود و برگدورفر [۷] روش‌هایی برای حل یاتاقان‌های بلند ارائه کردند. اگرچه روش‌های حل مورد استفاده محدودیت داشتند و حتی برای پارامترهای غیرکاربردی مورد

[1] . Reynolds
[2] . Partial differential equation

استفاده قرار می‌گرفتند، ولی اثر بسیار زیادی از نظر کیفی در فهم مسأله و پیشرفتهایی در بهبود حل مسایل داشته‌اند.

با پیشرفت ماشین‌های محاسباتی، ریموندی [۸] و استرنلیچت [۹] روش تفاضل محدود[1] را به منظور حل معادلات دیفرانسیل حاکم بر مسأله یاتاقان‌های گازی با طول کوتاه بکارگرفتند. ریموندی طی مطالعه خود با درنظرگرفتن روش تفاضل محدود، مشخصه‌های استاتیکی برای نسبت طول به قطرهای ۲، ۱ و ۰/۵ در محدوده تغییرات نسبت خروج از مرکزی ۰/۸ − ۰/۱ برای اعداد یاتاقان مختلف را بدست‌آورد. استرنلیچت نیز با بکارگیری روش تکرار روی معادله رینولدز به شکل تفاضل محدود به مشخصه‌های استاتیکی دست یافت که با نتایج بدست‌آمده توسط ریموندی مطابقت داشت. روشی که استرنلیچت بکارگرفت بگونه‌ای بود که می‌توان آنرا برای یاتاقان‌ها با اشکال مختلف هم بکارگرفت.

طی چهاردهه گذشته، از میان روشهای عددی، روش اجزاء محدود[2] بدلیل مناسب‌بودن آن در بکارگیری هندسه‌های ناپیوسته، مورد استفاده قرارگرفت. روش اجزاء محدود در سال ۱۹۶۹ توسط ردی [۱۰] برای روانکار تراکم‌ناپذیر و در سال ۱۹۷۰ توسط ردی و چو [۱۱] برای روانکار تراکم‌پذیر بکارگرفته شد. سپس چنین روشی در روانکاری با سیال تراکم‌پذیر برای مسایل مختلف توسط محققین صورت‌گرفت [۱۲-۱۶]. در حل عددی مستقیم معادله یاتاقان گازی، رهد و اُه [۱۷-۱۸] با تعریف مشتق فریچت[3] از تابع و بکارگیری روش تکرار نیوتن[4]، روشی بسیار مناسب برای حل مسایل در این زمینه ارائه دادند. بکارگیری این روش اضافه بر دقت بالا، زمان محاسبات را نیز کاهش می‌دهد. چنین روشی در حل بسیاری از مسایل روانکاری بکارگرفته شده است [۱۹-۲۶].

1. Finite difference
2. Finite element
3. Frechet derivative
4. Newton iteration method

تحلیل دینامیکی یاتاقان‌های هیدرودینامیکی در کاربردهای عملی اهمیت خاصی دارد. چنین مسأله-ای در سه نوع مطرح می‌گردد.

- در نوع اول آن، پدیده تشدید و وقوع آن در سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد که لازم است فرکانس‌های طبیعی[1] سیستم شناسائی شود تا با جلوگیری از قرارگرفتن سرعت دورانی محور در فرکانس-های طبیعی آن از وقوع چنین پدیده‌ای جلوگیری نمود. برای تعیین فرکانس‌های طبیعی، مدلسازی محور و یاتاقان توسط جرم و فنر صورت گرفته است [۲۷]. در این مدلسازی، اینرسی و خصوصیات ارتجاعی سیستم که شامل نیروهای ارتجاعی از طرف فیلم سیال و تکیه‌گاه یاتاقان می‌باشد، درنظرگرفته شده تا سرعت بحرانی سیستم تعیین شود. تغییرات در مقادیر سرعت بحرانی بر حسب سختی یاتاقان روی نمودار، توسط اسمالی و مالانسکی [۲۸] و ردی و سامرز-اسمیت [۲۹] گزارش شده است.

- در نوع دوم، مرز پایداری سیستم با تعیین سرعت در آستانه ناپایداری با درنظرگرفتن چرخش محور در فضای لقی یاتاقان مورد بررسی قرار می‌گیرد. این شکل از ناپایداری با ناپایداری نوع اول کاملاً متفاوت است؛ بگونه‌ایکه برای سرعت محور کوچکتر از سرعت در آستانه ناپایداری، پایداری مجانبی، برای سرعت محور برابر با سرعت در آستانه ناپایداری، پایداری مرزی و برای سرعت محور بیشتر از سرعت در آستانه ناپایداری، رشد سریع اغتشاش، صورت‌گرفته که منجر به ناپایداری سیستم می‌شود. برای اولین بار وجود این نوع ناپایداری و بررسی آن روی یاتاقان‌های روغنی با آزمایش توسط نیوکیرک و تیلور [۳۰] صورت‌گرفت تا اینکه در سال ۱۹۴۶، هاج [۳۱] با آزمایش نشان‌داد تحت شرایطی که حرکت چرخشی اتفاق می‌افتد، ظرفیت تحمل بار یاتاقان در سیستم یاتاقان‌های روغنی ناگهان کاهش می‌یابد و حتی می-تواند به مقدار صفر برسد. تلاشهای بسیاری بعد از کار هاج روی یاتاقان‌ها صورت‌گرفت که در ادامه به کارهای انجام شده روی یاتاقان‌های گازی اشاره می‌شود.

[1] . Natural frequences

در سال ۱۹۵۹ ویتلی و بتز [۳۲] پایداری را در سیستم یاتاقان گازی مورد بررسی قراردادند. آنها نشان‌دادند چگونه شکل تعمیم‌یافته معادله رینولدز، کاهش ظرفیت تحمل بار یاتاقان را در وقوع چرخش محور در فضای لقی یاتاقان بیان می‌کند. رینولدز و گروس [۳۳] با انجام آزمایشات گسترده‌ای روی یاتاقان‌های گازی، پایداری آنها را مورد بررسی قراردادند. آنها با بکارگیری هوا بعنوان روانکار، اثر پارامترهای مختلف نظیر: نسبت طول به قطر، خروج از مرکز، جرم محور و نابالانسی[1] آن را روی سرعت بحرانی مورد مطالعه قراردادند.

ویتلی و همکارانش [۳۴] و استرنلیچت و وین [۳۵] آزمایش‌هایی مشابه با کارهای صورت‌گرفته توسط رینولدز و گروس انجام‌دادند. کار انجام شده در مرجع [۳۴] در واقع ادامه آزمایشات انجام شده توسط ویتلی و بتز بود که نشان‌دادند؛ مدهای چرخشی[2]، به جرم، لختی سیستم و سختی دینامیکی فیلم سیال (گاز) بستگی دارد. همچنین آنها نشان‌دادند با اعمال شیارهای محوری، بهبودی قابل ملاحظه‌ای روی پایداری سیستم صورت می‌گیرد که همراه با کاهش ظرفیت تحمل بار یاتاقان می‌باشد. در سال ۱۹۶۳ استرنلیچت و وین [۳۵]، اغتشاش اولیه و شروع حرکت چرخشی محور را برای پارامترهای مختلف نظیر: لقی یاتاقان، بار و جرم محور مورد مطالعه قرار دادند. همچنین ظرفیت تحمل بار یاتاقان و مشخصه-های ارتعاشاتی محور و یاتاقان را برای چندین نسبت طول به قطر و قرارگیری موقعیت‌های مختلف سوراخ بر روی یاتاقان، تعیین کردند.

آزمایشات دیگری توسط استرنلیچت و وین [۳۶] صورت‌گرفت تا اثرات هندسه یاتاقان، تعداد و موقعیت شیارها و سوراخ‌ها را روی پایداری سیستم نشان دهند. با انجام آزمایش‌هایی، سیموسن [۳۷] پایداری محور انعطاف‌پذیر نصب شده بر روی یاتاقان‌های گازی و دایتون و چاسمن [۳۸] پایداری محور را با درنظرگرفتن نابالانسی جرمی آن مورد بررسی قراردادند.

---
1. Out of balance
2. Whirling modes

در سال ۱۹۶۳ آسمان [۳۹] معادله رینولدز خطی‌شده را برای سیستم یاتاقان‌های هیدرودینامیکی و بلند به‌منظور بدست‌آوردن موقعیت تعادلی و بررسی پایداری آن حل‌کرد. چن و پن [۴۰] با اعمال روش گالرکین[1] روی معادله رینولدز، پایداری یاتاقان‌های گازی کوتاه را مورد بررسی قراردادند. نتایج آنها بدلیل ساده‌سازی معادله رینولدز در حذف بعضی از عبارت‌ها شامل متغیر Ph از دقت کافی برخوردار نبود. لاند [۴۱] محور انعطاف‌پذیر و مارش و سیمونز [۴۲] با درنظرگرفتن یاتاقان انعطاف‌پذیر، پایداری را در سیستم یاتاقان‌های گازی مدور مورد بررسی قراردادند. آنها در بررسی خود از معادله رینولدز خطی شده جهت دستیابی به محدوده پایداری سیستم استفاده کردند.

بررسی‌های انجام شده به‌صورت آزمایشی و تئوری نشان‌دادند که یاتاقان‌های مدور در دورهای بالا ناپایدار می‌باشند[۳۹-۴۲]. بنابراین تلاش برای دستیابی به یاتاقان‌هایی که در دورهای بالا نیز پایدار باشند، صورت‌گرفت. یاتاقان‌های ضدچرخشی نظیر یاتاقان‌های کفشکی[2]، یاتاقان‌های متخلخل[3]، یاتاقان-های با شیار جناقی[4]، یاتاقان‌های تحت فشار خارجی[5] و یاتاقان‌های غیرمدور[6] ازجمله انواع یاتاقان‌هایی هستند که می‌توانند محدوده پایدارتری داشته باشند. در این زمینه تحقیقات زیادی طی سال‌های ۱۹۸۰-۲۰۰۴ با درنظرگرفتن روانکار روغن انجام شده است [۴۳-۵۳] که در ادامه به چند مورد در زمینه یاتاقان-های گازی اشاره می‌شود.

لاند [۵۴] یاتاقان گازی غیرمدور سه-لب[7] و یاتاقان کفشکی را مورد بررسی قرارداد. وی چهار ضرایب دینامیکی سختی و میرایی را با درنظرگرفتن نوسانات در نزدیکی نقطه تعادل استاتیکی و اعمال روش خطی‌سازی بصورت توابعی از بار استاتیکی اعمال شده روی محور، سرعت چرخشی و فرکانس چرخش

[1]. Galerkin method
[2]. Pad bearings
[3]. Porous bearings
[4]. Herringbone-grooved bearings
[5]. Hydrostatic bearings
[6]. Noncircular bearings
[7]. Three-lobe

بدست آورد و از آنها برای یافتن سرعت در آستانه ناپایداری استفاده نمود. لاند در بررسی خود نشان داد که یاتاقان غیرمدور سه-لب در حالت بدون بار نسبت به یاتاقان مدور پایدارتر است.

پینکوس [۵۵] یاتاقان‌های گازی سه-لب و بیضوی[1] را در ادامه کارهای لاند مورد مطالعه قرارداد. وی در تحلیل دینامیکی خود از عبارت $\partial P/\partial t$ صرفنظر کرده است. لذا کاربرد دینامیکی آن محدود به اعداد یاتاقان پایین می‌شد. پینکوس نشان‌داد که یاتافان‌های گازی سه-لب و بیضوی نسبت به یاتاقان مدور پایدارتر می‌باشند.

در سال ۱۹۸۳ چاندرا و همکارانش [۵۶-۵۸] یاتاقان‌های غیرمدور دو-لب[2] (بیضوی و انحراف از حالت بیضوی)، سه-لب و چهار-لب[3] را مورد مطالعه قراردادند. آنها در تحلیل دینامیکی خود از همان روش ارائه شده در مرجع [۵۴] استفاده کرده و تأثیر پارامترهای مختلف نظیر بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان[4] بر روی پایداری و مقایسه پایداری این دسته از یاتاقان‌ها با یکدیگر را انجام دادند. بررسی زوایای نصب [۲۲] و انحراف[5] [۲۵-۲۶]، پریلود[6] [۲۳] و پارامترهای هندسی نظیر ابعاد [۲۴] روی مشخصه‌های استاتیکی و پایداری سیستم، از جمله کارهای دیگری است که بر روی یاتاقان‌های گازی غیرمدور صورت‌گرفته شده است. نتایج این تحقیقات حاکی از آن است که با انتخاب زوایای نصب و انحراف همچنین نسبت طول به قطر مناسب و با کاهش مقدار پریلود می‌توان به اتلاف انرژی کمتر و پایداری بیشتری در سیستم یاتاقان-های گازی غیرمدور دست‌یافت.

تحقیقات انجام شده بصورت عملی و تئوری روی یاتاقان‌های متخلخل، بیشتر بودن ضرایب سختی و میرایی را در این دسته از یاتاقان‌ها نسبت به یاتاقان‌های غیرمتخلخل نشان می‌دهند. این عامل سبب پایداری بیشتر این دسته از یاتاقان‌ها شده تا در تجهیزات اندازه‌گیری و ماشین‌های ابزار دقیق با دور بالا و

1 . Elliptical
2. Two-lobe
3 . Four-lobe
4 . Bearing number
5 . Mount and tilt angles
6 . Preload

توربوماشین‌های برودتی کوچک بکارگرفته شوند [۵۹-۶۱]. همچنین با درنظرگرفتن منبع فشار خارجی می‌توان کاهش صدا در طول چرخش و کاهش اصطکاک در ابتدا و انتهای حرکت را به ویژگی‌های آن اضافه نمود.

در سال ۱۹۶۴، اسنک و ین [۶۲] با درنظرگرفتن جریان یک بعدی در یاتاقان گازی متخلخل، حل اغتشاشی[1] برای یاتاقان‌های کوتاه بکارگرفتند. اسنک و الول [۶۳] نتایج [۶۲] را بصورت آزمایشگاهی مورد بررسی قراردادند. سینها و همکارانش [۶۴] یاتاقان‌های مخروطی[2] متخلخل تحت فشار خارجی را درنظرگرفتند. آنها با روش تفاضل محدود، معادلات انرژی و مومنتم بهم وابسته را حل نموده و در ادامه مشخصه‌های مختلف یاتاقان را بدست آوردند.

وجود شیارهای جناقی روی یاتاقان باعث پمپ‌کردن روانکار به داخل محیط سیال شده که می‌تواند سبب کاهش نشتی جریان و افزایش پایداری سیستم یاتاقان شود. تئوری شیار باریک برای اولین بار در سال ۱۹۶۳ توسط وهر و پان [۶۵] بیان شد و در ادامه توسط وهر و چو [۶۶] برای بررسی سیستم یاتاقان گازی با شیارهای جناقی تحت شرایط هم‌مرکزی بکارگرفته شد.

در سال ۱۹۷۱، همرک و فلمینگ [۶۷] پارامترهای بهینه‌ای برای بیشترین ظرفیت تحمل بار شعاعی در سیستم یاتاقان‌های گازی هیدرودینامیکی همراه با شیار جناقی تعیین کردند. بررسی مشخصه‌های استاتیکی و دینامیکی در چنین سیستم‌هایی توسط کوبایاشی [۶۸] با روش چندشبکه‌ای[3] مورد بررسی قرارگرفت. همگرایی بالا در حل معادله بخصوص در اعداد یاتاقان بالا از مزایای روش حل وی است. فاریا [۶۹] با بکارگیری روش عددی اجزاء محدود[4]، اثر شیارهای جناقی را روی زاویه مشخصه، ظرفیت تحمل بار یاتاقان و ضرایب دینامیکی در دورهای بالا بدست آورد.

---
[1]. Perturbation method
[2]. Conical bearings
[3]. Multigrid
[4]. Finite element method

محدودیت‌هایی که در دستیابی به محدوده پایداری سیستم با روش خطی‌سازی معادلات وجود داشت [۲۲-۲۶] و [۵۶-۵۸]، بررسی‌ها را بسوی تحلیل غیرخطی پاسخ گذرای سیستم سوق‌داد. در این روش تحلیل، با درنظرگرفتن معادلات حرکت و رینولدز با همدیگر، پایداری محور حول نقطه تعادل استاتیکی مورد بررسی قرار می‌گیرد. علی‌رغم تحقیقات گسترده انجام‌شده با این روش روی یاتاقان‌های روغنی [۷۰-۸۱] تحقیقات کمی روی یاتاقان‌های گازی صورت‌گرفته که در ادامه به برخی از کارهای انجام شده در این زمینه اشاره می‌شود.

کاستلی و الرود [۸۲] روشی را برای حل مسأله پایداری بیان‌کردند که مجموعه کاملی از معادلات غیرخطی دربرداشت. ایشان با انتگرال‌گیری بصورت عددی موقعیت مرکز محور را متناظر با هر حالت هندسی و شرایط اولیه کاری تعیین‌کردند. اگر شعاع مسیر مارپیچ مرکز محور در جهت افزایش بود نشان از ناپایداری و اگر در جهت کاهش آن قرار می‌گرفت نشان از پایداری آن می‌بود. از معایب این روش می‌توان به طولانی بودن زمان جهت بررسی پایداری سیستم یاتاقان‌های گازی هیدرودینامیکی اشاره‌کرد.

در سال ۱۹۹۲ رحمت‌آبادی [۸۳] محدوده پایداری را در سیستم یاتاقان‌های گازی با حل همزمان معادلات حرکت و رینولدز بدست‌آورد. وی در ابتدا با بدست‌آوردن محدوده پایداری با روش خطی‌سازی-شده سه ناحیه پایدار مجانبی، چرخه حدی و ناپایدار که با اغتشاش نسبت به حالت تعادل استاتیکی صورت می‌گیرد، مشخص‌کرد. این همان کاری بود که توسط چاندرا و همکارانش قبلاً انجام شده بود [۴۰]. رحمت‌آبادی نشان‌داد که با درنظرگرفتن شرایط کاری در هر یک از نواحی بدست‌آمده در حالت خطی‌شده و با اعمال شتاب به محوری که در وضعیت تعادل استاتیکی قرارگرفته، می‌توان با حل همزمان معادلات حرکت و رینولدز به محدوده پایدارتری نسبت به حالت خطی‌شده دست‌یافت. یاتاقان‌های مدور، دو-لب، سه-لب و چهار-لب، ازجمله یاتاقان‌های مورد بررسی در کار وی است.

پیکوس [۸۴] در سال ۲۰۰۰ روش مداری[1] را جهت بررسی پایداری سیستم یاتاقان‌های گازی مورد استفاده در ماشین‌های کوچک بکارگرفت. وی با درنظرگرفتن روش شبه طیفی[2]، کارآیی طرح خود را افزایش داد. این روش اجازه می‌دهد که تکرار حل عددی در زمان اجرا به گونه‌ای تنظیم شود تا از خطای بریدگی در خروج از مرکزیت بالا و محاسبات غیرضروری در خروج از مرکزیت پائین اجتناب شود. پیکوس وجود مدهای چرخشی با دامنه بالا قبل و بعد از سرعت در آستانه ناپایداری را نشان داد.

یانگ و همکارانش [۸۵]، معادله رینولدز را در حالت غیرخطی با اعمال روش تفاضل محدود جهت دستیابی به دو آستانه ناپایداری بجای یکی، با تغییر وضعیت سیستم از حالت پایدار به ناپایدار، حل نموده‌اند. آنها نشان‌دادند، با ثابت درنظرگرفتن سایر پارامترها، موقعی که جرم محور از محدوده جرم آن در آستانه ناپایداری بالایی تجاوز کند، سیستم ناپایدار می‌شود؛ چنانچه جرم محور از محدوده جرم آن در آستانه ناپایداری پایین کمتر باشد؛ سیستم پایدار است و موقعی که جرم محور بین محدوده جرم محور در آستانه ناپایداری بالایی و پایینی قرار گیرد، پایداری سیستم به دامنه اغتشاش آن بستگی دارد. درنظرگرفتن مقادیر نسبت طول به قطر و بارگذاری خارجی بعنوان پارامتر پایداری به جای جرم محور در آستانه ناپایداری نیز در کار ایشان دیده می‌شود.

در سال ۲۰۰۹ آل بندر [۸۶] در ابتدا مشخصه‌های استاتیکی یاتاقان‌های گازی هیدرواستاتیکی را که مورد نیاز در مسایل طراحی می‌باشد، بدست‌آورد. وی در ادامه جهت کامل‌کردن کار خود جهت بررسی پایداری با مطالعه روشهایی که بمنظور دستیابی به مشخصه‌های دینامیکی بکارگرفته شده، روش اغتشاش هارمونیکی[3] را انتخاب می‌کند. این روش از دقت بالایی در تخمین ضرایب سختی در این دسته از یاتاقان-ها برخوردار بود. وی دستیابی به عملکرد در سطح بالا را با بکارگیری این روش، با مثالهای کاربردی نشان داد.

[1]. Orbital method
[2]. Quasi-spectral method
[3]. Harmonic perturbation method

بررسی ارتعاشات شعاعی در محور عمودی تحت فشار خارجی توسط کولمبو و همکارانش [۸۷] مورد بررسی قرارگرفت. ایشان در بررسی خود با حل همزمان معادله وابسته به زمان رینولدز، با معادلات حرکت مرکز محور، محدوده پایداری سیستم را تعیین کرده و اثرات درنظرگرفتن یک و دو منبع تأمین فشار خارجی روی آن را مورد مطالعه قراردادند.

- در نوع سوم تحلیل دینامیکی، رفتار دینامیکی غیرخطی در سیستم یاتاقان و محور مورد بررسی قرار می‌گیرد. در ادامه به کارهای انجام‌شده در این زمینه بر روی یاتاقان‌های با روانکار تراکم‌پذیر و تراکم-ناپذیر اشاره می‌شود.

گروس و زاکماناگلو [۸۸] حل‌های اغتشاشی را برای محورهای بسیار بلند در سیستم یاتاقان‌های هیدرودینامیکی بکارگرفتند. حل‌های اغتشاشی در بازه وسیعی از پارامتری هندسی معتبر بوده و همچنین از دقت بالایی برخوردار بودند. در سال ۱۹۷۸، هلمز و همکارانش [۸۹] اولین مقاله‌ای را که حاکی از رفتار نامنظم سیستم یاتاقان و محور بود، منتشر کردند. ایشان معادلات حرکت محور را با روش مسأله مقدار اولیه بصورت عددی برای محوری که بر روی یاتاقان‌های کوتاه قرارگرفته، حل نمودند. در این مقاله نتیجه‌گیری شد که سطح‌های متوسطی از نابالانسی و خروج از مرکزیت بالا منجر به پاسخ نامنظم در سرعت‌های بالاتر از مقدار بحرانی می‌شود. زها و همکارانش [۹۰] رفتار شبه تناوبی[1] در یک سیستم یاتاقان و محور صلب تحت فشار هیدرواستاتیکی را مورد بررسی قراردادند. آنها نشان‌دادند که برای مقادیر بالایی از نابالانسی و ناهمترازی استاتیکی، حل‌های شبه تناوبی طی آنالیز دوشاخگی[2] از حل‌های تناوبی با افزایش سرعت به دو برابر سرعت بحرانی حاصل می‌شود. بررسی‌های آزمایشی و تئوری گزارش شده با

---

[1] . Quasi-preiodic
[2] . Bifurcation analysis

آدیلتا و همکارانش [۹۱-۹۳] وجود رفتارهای تناوبی، شبه تناوبی و آشوبی[1] را در سیستم‌های یاتاقان کوتاه و روتور[2] در حالت صلب به ازای پارامترهای مختلف سیستم نشان‌دادند.

تماس بین روتور و استاتور[3] از رایجترین اشکالاتی است که در سیستم‌های دورانی صورت می‌گیرد و می‌تواند در اثر بروز عیب دیگری در سیستم بوجود آید. موقعی که تماس اتفاق می‌افتد، تماس جزئی در ابتدا صورت می‌گیرد و بصورت تناوبی تغییر تنش بین محور و سیستم در زمان‌های کوتاه شکل‌گرفته که می‌تواند رفتارهای پیچیده را در سیستم سبب شود. رفته‌رفته تماس لحظه‌ای منجر به تماس‌های کاملتر شده که عملکرد عادی سیستم را ناممکن می‌سازد.

بتی [۹۴] در سال ۱۹۸۵ یک مدل ریاضی برای نیروهای تماسی، جهت تشخیص این عیب بکارگرفت و آن را بصورت تئوری و آزمایشگاهی مورد ارزیابی قرارداد. در تشخیص عیوب ماشین‌های دورانی، بخاطر پیچیدگی رفتار سیستم دربرخی عیب‌ها، درنظرگرفتن ارتعاش آشوبی و پدیده دوشاخگی می‌تواند در تشخیص صحیح این عیوب مفید باشند، که ارتعاش آشوبی به عنوان یک ابزار جهت ارزیابی برای تشخیص عیب بکارگرفته شده است[۹۵].

برون و همکارانش [۹۶] مدل ساده‌ای از یک روتور صلب با یاتاقان‌های گازی کوتاه را مورد مطالعه قراردادند و با بکارگیری تئوری یاتاقان‌های کوتاه نشان‌دادند درصورتیکه نیروی نابالانسی روتور از مقدار بار وزنی تجاوز کند، روتور رفتار آشوبناک از خود نشان می‌دهد. زلزینسکی و کاپیتانیاک [۹۷] روشی را برای کنترل دوشاخگی هوف[4] در محورهای قرارگرفته روی یاتاقان‌های گازی کوتاه بکارگرفتند. آنها نشان‌دادند که با درنظرگرفتن ضرایب سختی و میرایی مناسب برای رینگ[5] هوایی قرارگرفته بین یاتاقان و بدنه می-

[1] . Chaotic
[2] . Rotor
[3] . Stator
[4] . Hopf bifurcation
[5] . Ring

توان از وقوع چنین پدیده‌ای که می‌تواند سبب آسیب رساندن به یاتاقان در دورهای بالا شود، جلوگیری نمود.

در سال ۱۹۹۷، فولل و زنگسونگ [۹۸] ارتعاشات تناوبی، شبه تناوبی و آشوبی در یک سیستم یاتاقان روغنی کوتاه با درنظرگرفتن محور بدون جرم، انعطاف‌پذیر همراه با میرائی، اثر تماسی بین روتور و استاتور را مورد مطالعه قراردادند. ایشان با درنظرگرفتن سرعت چرخش، میرائی سیستم و نابالانسی به عنوان پارامترهای کنترلی سیستم، رفتارهای تناوبی، شبه تناوبی، آشوبی و راههای رسیدن به آشوب را با رسم مدارهای دینامیکی، دیاگرام دوشاخگی و نگاشت پوانکاره[1] نشان‌دادند.

چن و یا [۹۹] روتور انعطاف‌پذیر قرارگرفته روی یاتاقان‌های روغنی همراه با سیستم تعلیق غیرخطی را مورد مطالعه قراردادند. نتایج عددی نشان دادند با وجود اینکه معادلات حرکت مرکز روتور و یاتاقان بهم وابسته هستند، مسیرهای حالت مرکز روتور حرکت آرام و یکنواخت و متقارن را نشان می‌دهند حال آنکه مسیرهای حالت مرکز یاتاقان نامنظم هستند. آنها اهمیت تعلیق غیرخطی را در سیستم یاتاقان‌های روغنی نشان‌دادند بگونه‌ای که به ازای برخی از پارامترهای سیستم، سیستم رفتار نامنظم داشته و جاذبگرهای شگرف ظاهر می‌شوند که می‌تواند منجر به آشوبی‌شدن رفتار سیستم شود. از آنجا که پیش‌بینی و کنترل رفتارهای آشوبی خیلی مشکل است لذا آن مهم است که حرکت آشوبی شناسایی شود تا از وقوع آن جلوگیری بعمل آید.

در سال ۲۰۰۱ وانگ و چن [۱۰۰] رفتار غیرخطی محور صلب را در سیستم یاتاقان‌های گازی مدور مورد بررسی قراردادند. آنها با حل همزمان معادله رینولدز جهت دستیابی به مقادیر لحظه‌ای فشار با معادلات حرکت محور، رفتار سیستم را مورد مطالعه قراردادند. همچنین آنها به منظور دستیابی به مقدار فشار، از روش تفاضل محدود جهت حل معادله رینولدز استفاده‌کرده و روش S.O.R[2] را برای کاهش مدت

[1]. Poincare map
[2]. Successive over relaxation method

زمان محاسبات بکارگرفتند. بررسی‌های انجام شده با فضای حالت[1]، طیف پاسخ[2]، نگاشت پوانکاره و آنالیز دوشاخگی حاکی از آن است که با درنظرگرفتن جرم محور و سرعت آن به عنوان پارامترهای کنترلی سیستم، می‌توان به رفتارهای پریودیکی، دو، سه و چهار پریودیکی دست‌یافت.

کارپنکو و همکارانش [۱۰۱] پاسخ دینامیکی غیرخطی محور قرارگرفته در فضای لقی با رینگ فنری و همچنین در ادامه کار خود اثر پیش‌بارگذاری رینگ فنری روی پاسخ دینامیکی را مورد مطالعه قرارداده [۱۰۲] و با کمک دیاگرام دوشاخگی، انتقال رفتار سیستم از حالت تناوبی به شبه تناوبی و آشوبی را نشان‌دادند. ایشان اثر پارامترهایی نظیر سختی، میرایی ویسکوز[3] و نابالانسی جرمی روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرارداده و چگونگی اثر آنها با تغییر پارامترهای مذکور روی رفتار دینامیکی سیستم نشان‌دادند.

در سال ۲۰۰۴ جیان‌پینگ و همکارانش [۱۰۳] با درنظرگرفتن مدلی پیوسته برای محوری که روی یاتاقان‌های روغنی کوتاه قرارگرفته، به مطالعه رفتار دینامیکی آن پرداختند. آنها روش عددی اجزاء محدود را برای مدل پیوسته محور انتخاب‌کرده و نیروهای اعمالی روی محور را با حل تحلیلی که برای یاتاقان کوتاه وجود دارد، محاسبه نمودند. روش انتگرال‌گیری مستقیم نیمارک[4] و اصل جمع آثار[5]، دو روشی بود که آنها در بررسی خود بکارگرفته تا با درنظرگرفتن سرعت دورانی محور به عنوان پارامتر کنترلی سیستم چگونگی وقوع رفتارهای پیچیده را در سیستم نشان دهند. همچنین، جیان‌پینگ و همکارانش در بررسی خود، مدل گسسته محور را نیز درنظرگرفته و میزان خطایی که بین این دو مدل در نتایج می‌تواند وجود داشته باشد را نشان‌دادند.

[1] . State space
[2] . Power spectra
[3] . Viscose
[4] . Neimark direct integral method
[5] . Super-position principle

قین و همکارانش [۱۰۴] رفتار دینامیکی محور پله‌ای بکارگرفته‌شده در پمپ اکسیژن موتوری که در یک انتهای آن روتور قرارگرفته و توسط دو یاتاقان نگهداری می‌شود، مورد بررسی قراردادند. آنها در تحلیل خود تماس بین روتور و محفظه آن درنظرگرفته و با استفاده از روش ماتریس انتقال[۱]، معادلات حرکت را استخراج‌کرده و با روش انتگرال‌گیری نیمارک رفتارهای پیچیده نظیر تناوبی، شبه‌تناوبی و آشوبی، همچنین راههای آشوبی‌شدن رفتار سیستم را نشان‌دادند. در این بررسی پارامترهایی نظیر: سرعت دورانی، میزان نابالانسی و میرایی خارجی به عنوان پارامترهای کنترلی سیستم درنظرگرفته شده است.

در سال ۲۰۰۴، وانگ و همکارانش [۱۰۵] رفتار غیرخطی محور انعطاف‌پذیر و روتور قرارگرفته بر روی آن در سیستم یاتاقان‌های گازی مدور را مورد بررسی قراردادند. آنها از همان روش ارائه شده در مرجع [۱۰۰] استفاده‌کرده و با فرض بدون جرم درنظرگرفتن محور و نابالانسی جرمی برای روتور با ابزارهایی نظیر فضای حالت، طیف پاسخ، نگاشت پوانکاره و آنالیز دوشاخگی، نشان‌دادند که با تغییر پارامترهایی نظیر جرم روتور و سرعت آن به عنوان پارامترهای کنترلی سیستم، می‌توان به رفتارهای پریودیکی، دو، سه و چهار پریودیکی دست‌یافت.

وانگ و همکارش [۱۰۶] با کوتاه درنظرگرفتن یاتاقان گازی مدور، مدل ارائه شده در مرجع [۱۰۰] را با همان روش ولی با تغییر پارمترهای کنترلی به عدد یاتاقان و عدد فشردگی[۲] مورد مطالعه قرارداده و وقوع رفتارهای تناوبی، دو و چهار پریودیکی را در این دسته از سیستمها به ازای اعداد یاتاقان و فشردگی پایین نشان‌دادند.

اغلب از فیلم سیال فشرده به عنوان میراگر در ماشین‌های دورانی با دور بالا جهت فراهم‌کردن میرایی خارجی اضافی به سیستم محور-یاتاقان به منظور کاهش رفتارهای نامنظم و حذف مسأله ناپایداری در سیستم بکارگرفته می‌شود. کاربرد بیشتر این میراگرها در موتورهای توربین گاز هواپیما می‌باشد که

---

[1]. Transmission matrix
[2]. Squeeze number

معمولاً بر روی یاتاقان‌های غلتشی که تقریباً خواص میرایی از خود نشان نمی‌دهند، نصب می‌شوند. اگرچه این میراگرهای فیلم سیال فشرده جزء اجزای ماشین به شدت پایدار هستند ولی عملکرد آنها در بعضی از پارامترها ممکن است ارتعاشات ناخواسته بوجود آورد. لذا بررسی پارامترهای طراحی نظیر مشخصه یاتاقان، بار، جرم روی پدیده دوشاخگی محور انعطاف‌پذیر قرارگرفته بر روی میراگر فیلم سیال فشرده بدون فنرهای متمرکزکننده با بکارگیری روش انتگرال‌گیری مستقیم توسط عنایت حسین [۱۰۷] صورت-گرفته تا وقوع رفتارهای دو و چهار پریودیکی و شبه تناوبی را نشان‌دهد. عنایت حسین ادامه کار خود را در همین زمینه با اضافه‌کردن فنرهای نگهدارنده به مدل انجام‌داد [۱۰۸].

وانگ و خوانساری [۱۰۹] با بکارگیری تئوری دوشاخگی هوف، مشخصه‌های استاتیکی و دینامیکی محور صلب قرارگرفته بر روی یاتاقان‌های روغنی کوتاه را با درنظرگرفتن جریان آشفته[1] برای روانکار بدست‌آوردند. در این مطالعه، آنها نشان‌دادند که جریان آشفته اثر چشمگیری روی ضرایب دینامیکی و مدار تناوبی دارد.

در سال ۲۰۰۶، وانگ [۱۱۰] رفتار غیرخطی در یک سیستم یاتاقان گازی کوتاه، متخلخل و تحت فشار هیدرواستاتیکی را با فرض صلب‌بودن محور مورد بررسی قرارداده است. وی نیز از همان روش ارائه شده در مرجع [۱۰۰] برای دستیابی به مقادیر فشار و موقعیت مرکز محور استفاده‌کرده تا با درنظرگرفتن جرم محور و عدد یاتاقان به عنوان پارامترهای کنترلی سیستم، وجود رفتارهای تناوبی و شبه تناوبی را با ابزارهای لازم نشان دهد.

زنگ و منگ [۱۱۱] پایداری محوری که در ماشین‌های کوچک بکارگرفته می‌شود را با تحلیل دوشاخگی مورد بررسی قراردادند. آنها با درنظرگرفتن اثر تماس بین محور و بدنه و تغییر پارامترهای سیستم نظیر: ضرایب سختی و میرایی، ضریب اصطکاک، نابالانسی جرمی محور و سرعت دورانی، وقوع

---

[1] . Turbulent flow

رفتارهای پیچیده در سیستم، شامل رفتارهای تناوبی، شبه تناوبی و آشوبی را نشان دادند. در این مطالعه، علاوه بر دیاگرام دوشاخگی ابزارهایی نظیر سری زمانی[1]، نگاشت پوانکاره، طیف توانی و فضای حالت برای بهتر نشان دادن رفتارهای مختلف سیستم با تغییر پارامترها استفاده شده است.

در سال ۲۰۰۷ وانگ [۱۱۲] رفتار غیرخطی سیستم یاتاقان گازی را با درنظرگرفتن شیارهای جناقی روی آن و با فرض صلب‌بودن محور مورد بررسی قرارداد. وی و همکارانش همان مسأله را با فرض انعطاف-پذیر بودن محور [۱۱۳] و با اعمال یاتاقان گازی کوتاه [۱۱۴] نیز مورد مطالعه قراردادند. آنها با بکارگیری روش اشاره شده در مرجع [۱۰۰] و همچنین با بکارگیری همان ابزارها، عدد یاتاقان و جرم محور را به عنوان پارامترهای کنترلی سیستم درنظرگرفته و محدوده پارامترهائی را که در آن سیستم رفتارهای – تناوبی و شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد، مشخص نمودند. همچنین وانگ و همکارانش [۱۱۵] رفتار غیرخطی در یک سیستم یاتاقان گازی کوتاه با درنظرگرفتن محور انعطاف‌پذیر مورد بررسی قراردادند. آنها نیز با بکارگیری روش اشاره شده در مرجع [۱۰۰] و همان ابزارها، جرم روتور و عدد فشردگی را بعنوان پارامترهای کنترلی سیستم درنظرگرفته و در بررسی خود، وجود رفتارهای تناوبی، دو و چهار پریودیکی را برای مرکز محور در جهات افقی و عمودی نشان داده‌اند. در ادامه، روش هیبریدی[2] که ترکیبی از روش-های تبدیل دیفرانسیلی[3] و تفاضل محدود است برای بررسی رفتار دینامیکی غیرخطی یک محور انعطاف-پذیر تحت یاتاقان‌های گازی کروی توسط وانگ [۱۱۶] صورت‌گرفت. وی نیز در این مدل محدوده‌هایی که در آن رفتارهای تناوبی و شبه تناوبی با تغییر عدد یاتاقان و جرم محور صورت می‌گیرد را شناسایی کرد.

چانگ‌جیان و چن رفتارهای تناوبی، شبه تناوبی و آشوبی را در سیستم یاتاقان‌های روغنی طویل، انعطاف‌پذیر همراه با تعلیق غیرخطی و اثرتماسی [۱۱۷] و بدون درنظرگرفتن اثرتماسی با محیط روانکار آشفته [۱۱۸] نشان‌دادند. همچنین آنها سیستم یاتاقان‌های روغنی کوتاه را با درنظرگرفتن اثر تماسی و

[1] . Time series
[2] . Hybrid method
[3] . Differential transformation

محیط روانکار آشفته [۱۱۹] و محور انعطاف‌پذیر قرارگرفته روی یاتاقان‌های متخلخل [۱۲۰] نیز مورد مطالعه قراردادند. آنها با بکارگیری روش رانگ-کاتا[1] جهت حل معادلات دینامیکی و ابزارهایی نظیر: دیاگرام دوشاخگی، نگاشت پوانکاره، طیف توانی و فضای حالت و درنظرگرفتن پارامتر بدون بعد سرعت به عنوان پارامتر کنترلی سیستم، محدوده پارامترهائی که به ازای آنها رفتارهای غیرخطی متفاوت در سیستم صورت می‌گیرد را مشخص نموده و در ضمن از نماهای لیاپانوفی[2] برای مطمئن شدن وقوع رفتار آشوبی در برخی نواحی، استفاده کرده‌اند. مشابه با چنین تحقیقاتی، شن و همکارانش [۱۲۱] رفتار دینامیکی یاتاقان روغنی کوتاه را با درنظرگرفتن اثر تماسی و نابالانسی مورد مطالعه قراردادند.

اضافه‌کردن افزودنیها به روانکار می‌تواند باعث بهبودی خواص استاتیکی و دینامیکی سیستم شود. لذا در این زمینه نیز تحلیل‌های غیرخطی با بکارگیری روانکار غیرنیوتنی[3] صورت‌گرفته است. بررسی رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقان و روتور انعطاف‌پذیر همراه با سیستم تعلیق غیرخطی با یاتاقان‌های کوتاه [۱۲۲-۱۲۳]، فرض محیط روانکار آشفته [۱۲۴] و همچنین متخلخل درنظرگرفتن یاتاقان [۱۲۵] ازجمله کارهای انجام شده با بکارگیری روانکار غیرنیوتنی می‌باشد.

تحقیقات بعمل‌آمده، حاکی از بهتربودن عملکرد دینامیکی یاتاقان‌های گازی غیرمدور نسبت به یاتاقان مدور می‌باشد. از مزایای دیگری که در بکارگیری این دسته از یاتاقان‌ها می‌توان به آن اشاره‌کرد، استفاده در فضاهایی است که بدلیل محدودیت فضا امکان بکارگیری یاتاقان مدور نباشد و حتی ممکن است که یاتاقان غیرمدور نیز نسبت به حالت تقارن خود انحراف داشته و یا بچرخد.

مطالب اشاره شده در بالا، اهمیت مطالعه روی سیستم یاتاقان‌های لغزشی را نشان می‌دهند. بررسی مشخصه‌های استاتیکی، بدست‌آوردن ضرایب سختی و میرایی، تحلیل پایداری بر مبنای تئوری خطی-سازی‌شده و تحلیل پاسخ گذرای این دسته از یاتاقان‌ها با درنظرگرفتن سیال نیوتنی و غیرنیوتنی، تراکم-

---

[1] . Runge-Kutta method
[2] . Lyapunov exponents
[3] . Non-Newtonian lubricant

پذیر و تراکم‌ناپذیر، هندسه یاتاقان مدور و غیرمدور، متخلخل یا غیرمتخلخل بودن یاتاقان، وجود شیارهای جناقی و غیره ازجمله مواردی است که مورد مطالعه قرارگرفته است. علاوه بر این، بررسی‌ها نشان داده است که در زمینه بررسی رفتار دینامیکی غیرخطی نیز تحقیقات گسترده‌ای روی موارد مذکور صورت-گرفته است که در این تحقیقات هندسه یاتاقان غیرمدور درنظرگرفته نشده است. با توجه به محاسن اشاره شده در مورد با غیرمدور بودن یاتاقان، انتظار آن می‌رود که در این زمینه نیز تحقیقات انجام شود. بنابراین در کار حاضر چنین مسأله‌ای مورد بررسی قرار می‌گیرد که در ادامه به آن اشاره می‌شود.

۱-۳ مقدمه‌ای از کار انجام شده در این رساله

در این رساله، رفتار دینامیکی غیرخطی محور صلب قرارگرفته بر روی یاتاقان‌های گازی غیرمدور دو-لب، سه-لب و چهار-لب مورد مطالعه قرار می‌گیرد. بدلیل هندسه ناپیوسته یاتاقان، جهت حل معادله غیرخطی رینولدز از روش عددی اجزاء محدود استفاده شده تا بتوان مشتق زمانی متغیر حالت تعریف شده را بدست‌آورد. به منظور دستیابی به موقعیت محور در هر لحظه زمانی، معادلات حرکت مرکز محور همراه با معادله رینولدز حل می‌شوند. بدین منظور، با تعریف متغیرهای جابجایی و سرعت در راستاهای افقی و عمودی و همچنین متغیر حالت فشار، به عنوان متغیرهای حالت، و تبدیل معادلات به شکل معادلات دیفرانسیل مرتبه اول، روش رانگ-کاتا جهت حل آنها بکارگرفته می‌شود. اولین قدم در تحلیل دینامیکی، تعیین موقعیت تعادلی سیستم در وضعیت استاتیکی آن می‌باشد. لذا روش عددی اجزاء محدود با روش تکرار نیوتن جهت همگرایی متغیر حالت تعریف‌شده بکارگرفته می‌شود.

فصل دوم به روابط در حالت‌های استاتیکی و دینامیکی مدل درنظرگرفته شده، اشاره دارد. در این فصل نحوه حل معادله رینولدز در حالت‌های استاتیکی و دینامیکی و چگونگی تعیین موقعیت تعادلی

مرکز محور در حالت استاتیکی بیان می‌گردد. فصل سوم به روش حل و جزئیات محاسبات روابط بیان‌شده در فصل دوم اختصاص دارد.

جهت شناسائی رفتار سیستم از ابزارهایی نظیر مدار دینامیکی[1]، فضای حالت، طیف‌های توانی، دیاگرام دوشاخگی و نگاشت پوانکاره استفاده شده است. در فصل‌های چهارم، پنجم و ششم به ترتیب نتایج بدست‌آمده از طریق این ابزارها برای یاتاقان‌های دو-لب، سه-لب و چهار-لب ارائه می‌گردد. در این فصل‌ها با درنظرگرفتن پارامترهایی نظیر جرم محور، عدد یاتاقان و پریلود به عنوان پارامترهای کنترلی سیستم، رفتارهای غیرخطی در سیستم یاتاقان‌های گازی غیرمدور برای محور صلب بالانس و نابالانس در دو نسبت طول به قطر ۱ و ۱/۵ شناسائی می‌شود. نتیجه‌گیری و پیشنهاد موضوعاتی که در ادامه این رساله می‌توان انجام داد در فصل هفتم بیان می‌گردد.

[1]. Dynamic orbit

فصل دوم

معادلات حاکم بر سیستم یاتاقان‌های گازی غیرمدور

۲-۱ مقدمه

در این فصل، معادلات ریاضی که برای حل مسأله اشاره شده در فصل قبل مورد نیاز می‌باشد، بدست آورده می‌شود. در استخراج روابط ریاضی، فرضیات درنظرگرفته شده بدین صورت است:

الف- در مورد روانکار:

۱- روانکار، سیال تراکم‌پذیر و نیوتنی است.

۲- مقدار فشار در جهت ضخامت روانکار ثابت است.

۳- فرض عدم لغزش بین روانکار و سطوح مرزی وجود دارد.

۴- جریان سیال، آرام و یکنواخت است.

۵- لزجت روانکار در سرتاسر فیلم سیال ثابت است.

۶- نیروهای اینرسی روانکار ناچیز است.

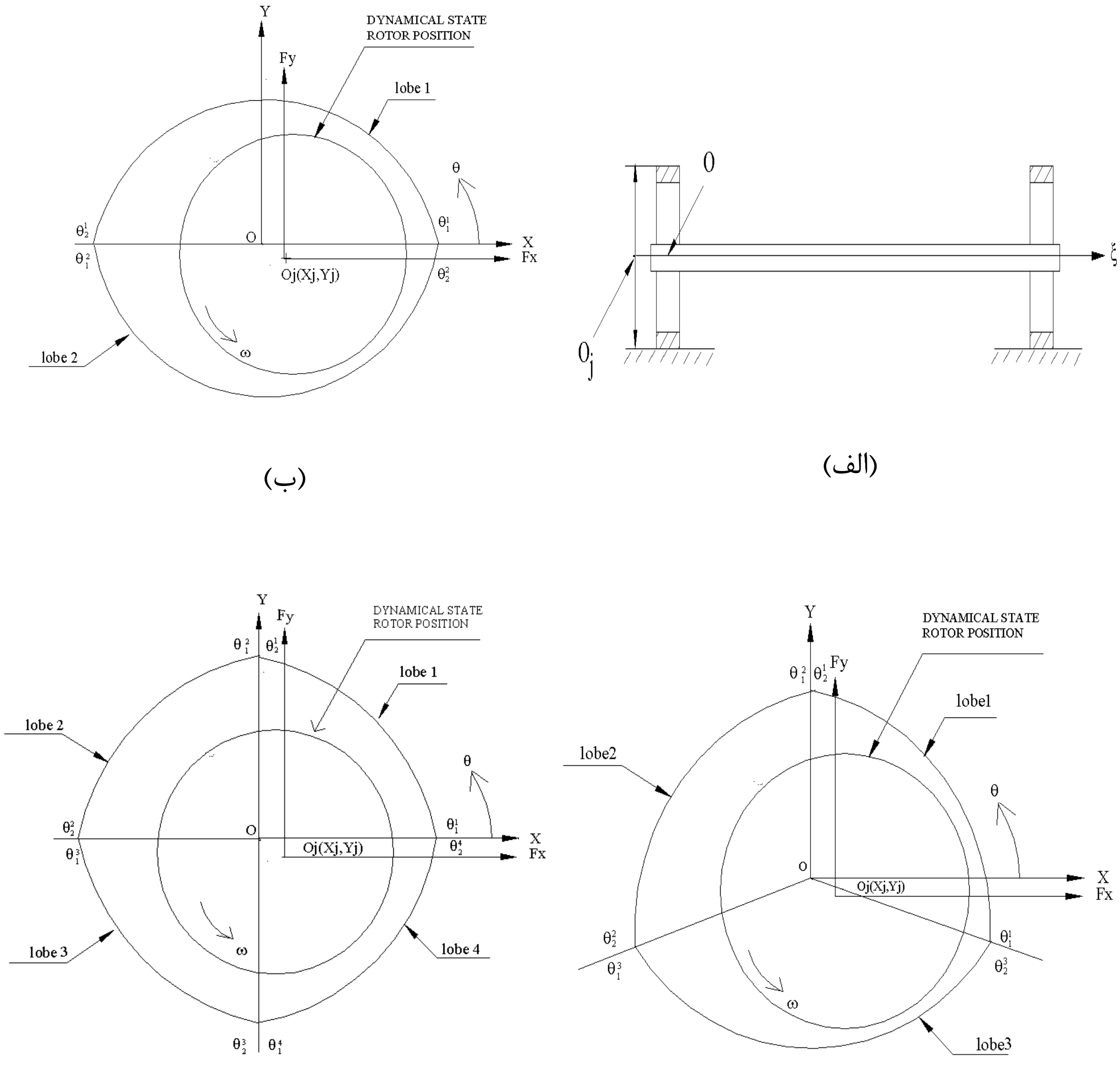
ب- در مورد محور و یاتاقان:

۱- محور (روتور)، یاتاقان و نشیمنگاه یاتاقان صلب هستند.

۲- محور (روتور) و یاتاقان در طی عملکرد خود بصورت موازی هم قرار می‌گیرند.

هدف اصلی تعیین موقعیت مرکز محور در فضای لقی یاتاقان در حالت دینامیکی می‌باشد تا با کمک آن داده‌ها و ابزارهایی نظیر، مدار دینامیکی، فضای حالت، طیف توانی، دیاگرام دوشاخگی و نگاشت پوانکاره بتوان نوع رفتار سیستم را شناسائی‌کرد. بدین منظور معادلات حرکت مرکز محور در جهات افقی و عمودی برای محور صلبی که بر روی دو یاتاقان (دو- لب، سه- لب و چهار- لب) مطابق با شکل (۲-۱) قرارگرفته، نوشته می‌شود. در قسمت راست معادله حرکت، نیروهای اعمال شده از طرف فیلم سیال روی محور ظاهر می‌شود که باید در هر لحظه زمانی تعیین شوند. بنابراین حل معادله رینولدز در حالت

دینامیکی مورد نیاز می‌باشد تا بتوان مقادیر فشار لحظه‌ای بدست آورد و با انتگرال‌گیری آن روی سطح محور، مؤلفه‌های نیروی فیلم سیال را تعیین نمود.



شکل (۲-۱): (الف)- مدل محور صلب قرارگرفته بر روی یاتاقان گازی غیرمدور، (ب)- مدل هندسی یاتاقان غیرمدور دو-لب، (ج)- مدل هندسی یاتاقان غیرمدور سه-لب، (د)- مدل هندسی یاتاقان غیرمدور چهار-لب

جهت تعیین مقادیر لحظه‌ای فشار به ضخامت فیلم سیال که خود به موقعیت مرکز محور در فضای لقی یاتاقان بستگی دارد، احتیاج است. لذا با حل همزمان معادلات حرکت مرکز محور و رینولدز می‌توان به موقعیت‌های جدید مرکز محور و مقادیر فشار مربوطه دست‌یافت.

در بخش (۲-۲) معادلات دینامیکی حاکم بر حرکت مرکز محور در جهات افقی و عمودی آورده شده است. در این بخش، همچنین با تعریف متغیرهای حالت، معادلات به شکل معادلات دیفرانسل مرتبه اول تبدیل شده است. روش عددی اجزاء محدود جهت حل معادله دیفرانسیل غیرخطی رینولدز در حالت دینامیکی بکارگرفته شده تا بتوان مشتق زمانی متغیر حالت تعریف شده را بدست آورد. جزئیات حل معادله رینولدز در حالت دینامیکی در بخش (۲-۳) آمده است.

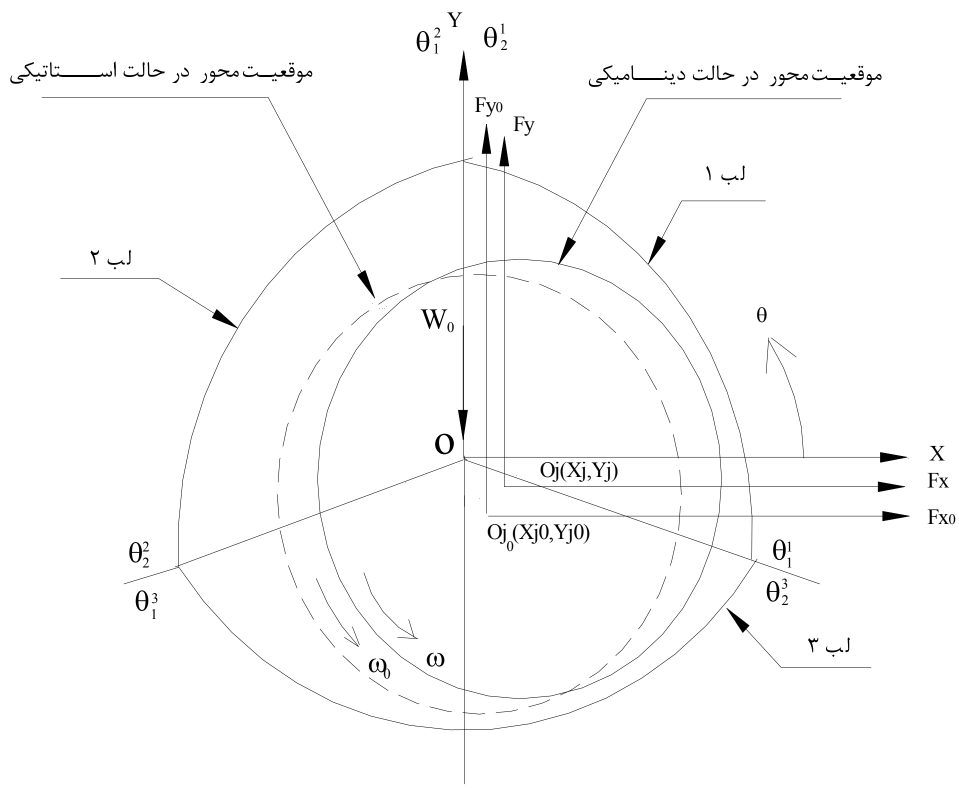
اولین مرحله در حل معادلات دینامیکی محور، تعیین موقعیت تعادلی محور در حالت استاتیکی و مقادیر فشار مربوطه جهت درنظرگرفتن آن بعنوان شرایط اولیه در حالت دینامیکی می‌باشد. بدین منظور نیز از روش عددی اجزاء محدود و روش تکرار نیوتن جهت همگرایی آن استفاده شده است. جزئیات حل معادله رینولدز در حالت استاتیکی در بخش (۲-۴) مورد مطالعه قرار می‌گیرد و نحوه تعیین موقعیت تعادلی مرکز محور در حالت استاتیکی در بخش (۲-۵) آورده شده است.

جزئیات محاسبات موارد ذکر شده، در این بخش آورده نشده و در فصل سوم مورد مطالعه قرار می-گیرند.

۲-۲ معادلات حاکم

در یک سیستم یاتاقان و محور که محور دارای سرعت یکنواخت می‌باشد و بار وارد بر سیستم نیز ثابت است مرکز محور در یک موقعیت ثابت قرار می‌گیرد و فضای لقی بین محور و یاتاقان همواره شکل ثابتی خواهد داشت. این وضعیت، حالت استاتیکی سیستم یاتاقان را تعریف می‌کند. هرگونه اغتشاش در سیستم

نظیر تغییر در سرعت محور و یا تغییر در بار سیستم سبب می‌شود که محور در موقعیت ثابتی قرار نگیرد و سیستم یاتاقان حالت دینامیکی به خود بگیرد. شکل (۲-۲) این دو وضعیت را برای شکل هندسی یاتاقان غیرمدور سه-لب نشان می‌دهد.



شکل (۲-۲): هندسه یاتاقان غیرمدور (سه-لب) همراه با محورهای مختصات

در این شکل دستگاه مختصات مرجع OXY در مرکز یاتاقان قرارگرفته است. O_{j_0} و O_j به ترتیب موقعیت‌های مرکز محور در حالت‌های استاتیکی و دینامیکی می‌باشند. وضعیت مرکز محور در حالت دینامیکی را می‌توان با مختصات اغتشاشی که نسبت به موقعیت محور در حالت استاتیکی سنجیده می-شود، بدین صورت بیان کرد:

$$\bar{x} = \bar{X}_j - \bar{X}_{j_0}, \bar{y} = \bar{Y}_j - \bar{Y}_{j_0} \quad (۱-۲)$$

در این رابطه ($\overline{X}_{j_0},\overline{Y}_{j_0}$) و ($\overline{X}_j,\overline{Y}_j$) به ترتیب مختصات محور در حالتهای استاتیکی و دینامیکی می‌باشند. با اغتشاش صورت‌گرفته‌شده از حالت استاتیکی، محور حرکت خود را حول وضعیت تعادلی خودش با زمان آغاز می‌کند. بنابراین ($\overline{X}_j,\overline{Y}_j$) و ($\overline{x},\overline{y}$) توابع صریحی از زمان به صورت

$$\begin{aligned} \overline{X}_j &= \overline{X}_j(t) \qquad ,\overline{Y}_j = \overline{Y}_j(t) \\ \overline{x} &= \overline{x}(t) \qquad ,\overline{y} = \overline{y}(t) \end{aligned} \tag{۲-۲}$$

می‌باشند.

در وضعیت استاتیکی بدلیل برقراری تعادل نیرویی بین بارگذاری خارجی و نیروهای هیدرودینامیکی فیلم سیال، نیروهای هیدرودینامیکی فیلم سیال در غیاب اغتشاش، نامتغیر با زمان می‌باشند. اما به هر دلیل با اغتشاش صورت‌گرفته‌شده در سیستم، مؤلفه‌های نیروی فیلم سیال به موقعیت محور در حالت دینامیکی و در نتیجه به هندسه فیلم سیال بستگی دارد. بنابراین محور تحت نیروهای غیرتعادلی فیلم سیال قرار می‌گیرد.

معادلات حرکت محور در وضعیت دینامیکی بدین صورت می‌توان نوشت:

$$\overline{m}_r \frac{d^2\overline{x}}{d\overline{t}^2} = \left(\overline{F}_X - \overline{F}_{X_0}\right) + \overline{m}_r \overline{\rho}\,\overline{\omega}^2 \cos\overline{\omega}\overline{t} \tag{۳-۲}$$

$$\overline{m}_r \frac{d^2\overline{y}}{d\overline{t}^2} = \left(\overline{F}_Y - \overline{F}_{Y_0}\right) + \overline{m}_r \overline{\rho}\,\overline{\omega}^2 \sin\overline{\omega}\overline{t} \tag{۴-۲}$$

در این روابط $\overline{m}_r$ و $\overline{\omega}$ بترتیب جرم و سرعت زاویه محور هستند و $\overline{\rho}$ اشاره به میزان نابالانسی جرم محور دارد. همچنین، ($\overline{F}_{X_0},\overline{F}_{Y_0}$) و ($\overline{F}_X,\overline{F}_Y$) به ترتیب مؤلفه‌های نیروی فیلم سیال روی محور در حالت‌های استاتیکی و دینامیکی می‌باشند.

با درنظرگرفتن تقارن می‌توان مدل سیستم یاتاقان و محور نشان‌داده شده در شکل (۲-۱(الف)) را فقط با یک یاتاقان در هر انتها و نصف جرم محور بصورت متمرکز بر روی آن درنظرگرفت.

مؤلفه‌های نیروی فیلم سیال روی محور را با انتگرال‌گیری فشار روی سطح آن و با صرفنظر از نیروی برشی ویسکوز روانکار به صورت

$$\begin{Bmatrix} \overline{F}_X - \overline{F}_{X_0} \\ \overline{F}_Y - \overline{F}_{Y_0} \end{Bmatrix} = -\iint_A \left(\overline{P} - \overline{P}_0\right) \begin{Bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{Bmatrix} d\overline{\theta} d\overline{\xi} \tag{۲-۵}$$

بدست می‌آیند. در این رابطه A اشاره به سطح فشار روی محور دارد. $\overline{P}_0 = \overline{P}_0\left(\overline{X}_{j_0}, \overline{Y}_{j_0}\right)$ و $\overline{P} = \overline{P}\left(\overline{X}_j, \overline{Y}_j, \overline{V}_x, \overline{V}_y, \overline{t}\right)$ به ترتیب مؤلفه‌های فشار روی محور در حالت‌های استاتیکی و دینامیکی می‌باشند.

به منظور بی‌بعدسازی معادلات حرکت، متغیرهای بدون بعد

$$x = \frac{\overline{x}}{\overline{C}_m}, y = \frac{\overline{y}}{\overline{C}_m}$$

و گروه‌های بدون بعد زیر

$$F_X = \frac{\overline{F}_X}{\overline{P}_a \overline{R}^2}, F_{X_0} = \frac{\overline{F}_{X_0}}{\overline{P}_a \overline{R}^2}, F_Y = \frac{\overline{F}_Y}{\overline{P}_a \overline{R}^2}, F_{Y_0} = \frac{\overline{F}_{Y_0}}{\overline{P}_a \overline{R}^2}, m_r = \frac{\overline{m}_r \overline{C}_m \overline{\varpi}^2}{\overline{P}_a \overline{R}^2}, \rho = \frac{\overline{m}_r \overline{\rho} \overline{\varpi}^2}{\overline{P}_a \overline{R}^2}, t = \overline{\varpi}\overline{t}$$

تعریف می‌شوند که با جایگذاری آنها در معادلات (۲-۳) و (۲-۴) روابط به شکل بدون بعد

$$A_X = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{F_X - F_{X_0}}{m_r} + \frac{\rho}{m_r} \cos t \tag{۲-۶}$$

$$A_Y = \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{F_Y - F_{Y_0}}{m_r} + \frac{\rho}{m_r} \sin t \tag{۲-۷}$$

تبدیل می‌شوند.

با تعریف متغیرهای حالت به صورت

$$\begin{aligned} S_1 &= x \\ S_2 &= y \\ S_3 &= V_x \\ S_4 &= V_y \end{aligned} \tag{۲-۸}$$

معادلات حرکت به فرم فضای حالت زیر تبدیل می‌شوند.

$$\frac{dS_1}{dt} = S_3 \tag{۲-۹}$$

$$\frac{dS_2}{dt} = S_4 \tag{۲-۱۰}$$

$$\frac{dS_3}{dt}=\frac{F_X-F_{X_0}}{m_r}+\frac{\rho}{m_r}\cos t \qquad (۱۱-۲)$$

$$\frac{dS_4}{dt}=\frac{F_Y-F_{Y_0}}{m_r}+\frac{\rho}{m_r}\sin t \qquad (۱۲-۲)$$

روابط (۲-۹) ... (۲-۱۲) معادلات مرتبه اول غیرخطی هستند.

جهت حل رابطه (۲-۵) لازم است تا مقادیر فشار در حالت‌های استاتیکی و دینامیکی مشخص شوند. بدین منظور معادله رینولدز برای فیلم سیال تراکم‌پذیر هم‌دما بصورت زیر درنظرگرفته می‌شود [۱۱۳].

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left\{h^3(P+1)\frac{\partial P}{\partial\theta}\right\}+\frac{\partial}{\partial\xi}\left\{h^3(P+1)\frac{\partial P}{\partial\xi}\right\}=\Lambda\left[U\frac{\partial}{\partial\theta}+2\frac{\partial}{\partial t}\right]\{(P+1)h\} \qquad (۱۳-۲)$$

در این معادله θ و ξ به ترتیب اشاره به راستاهای محیطی و طولی یاتاقان دارند. U سرعت محیطی محور چرخان و

$$h=h\left(X_j,Y_j,\theta\right) \qquad (۱۴-۲)$$

ضخامت فیلم سیال می‌باشند. Λ عدد بدون بعدی است که آنرا عدد یاتاقان یا عدد تراکم‌پذیری می‌خوانند. معادله (۲-۱۳) در حالت بدون بعد بیان شده که جزئیات بی‌بعدسازی آن در ضمیمه- الف آورده شده است.

از معادله (۲-۱۳) می‌توان توزیع فشار را در حالت دینامیکی موقعی که وابستگی زمانی وجود دارد، بدست آورد. این معادله در حالت استاتیکی به صورت

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left\{h_0^{\,3}(P_0+1)\frac{\partial P_0}{\partial\theta}\right\}+\frac{\partial}{\partial\xi}\left\{h_0^{\,3}(P_0+1)\frac{\partial P_0}{\partial\xi}\right\}=\Lambda\;\frac{\partial}{\partial\theta}\{(P_0+1)\,h_0\} \qquad (۱۵-۲)$$

نوشته می‌شود. در این رابطه

$$h_0=h_0\left(X_{j_0},Y_{j_0},\theta\right) \qquad (۱۶-۲)$$

ضخامت فیلم سیال در حالت استاتیکی می‌باشد. روابط مربوط به ضخامت فیلم سیال در حالت‌های استاتیکی و دینامیکی در ضمیمه- ب آورده شده است.

۲-۳ جزئیات حل معادله رینولدز در حالت دینامیکی

معادله (۲-۱۳)، معادله دیفرانسیل جزئی غیرخطی است که برای حل آن روش عددی بکارگرفته می‌شود تا بتوان آنرا به صورت مسأله مقدار اولیه تبدیل‌کرد. لذا روش عددی اجزاء محدود برای رسیدن به چنین هدفی پیشنهاد می‌شود. با تعریف متغیر تابع

$$\Psi = \Psi(t) = Ph \qquad (۲\text{-}۱۷)$$

و جایگذاری آن در رابطه (۲-۱۳)، معادله رینولدز به صورت زیر ساده می‌شود.

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left\{h(\Psi+h)\frac{\partial\Psi}{\partial\theta}-(\Psi+h)\Psi\frac{\partial h}{\partial\theta}\right\}+\frac{\partial}{\partial\xi}\left\{h(\Psi+h)\frac{\partial\Psi}{\partial\xi}\right\}=\Lambda\left(U\frac{\partial}{\partial\theta}+2\frac{\partial}{\partial t}\right)(\Psi+h) \qquad (۲\text{-}۱۸)$$

مشتق زمانی متغیر حالت فشار تعریف شده را می‌توان از رابطه بالا بدست‌آورد و آنرا به صورت

$$\begin{aligned}\frac{\partial\Psi}{\partial t}=&\frac{1}{2\Lambda}\frac{\partial}{\partial\theta}\left\{h(\Psi+h)\frac{\partial\Psi}{\partial\theta}-(\Psi+h)\Psi\frac{\partial h}{\partial\theta}\right\}+\frac{1}{2\Lambda}\frac{\partial}{\partial\xi}\left\{h(\Psi+h)\frac{\partial\Psi}{\partial\xi}\right\}-\\&\frac{1}{2}U\frac{\partial}{\partial\theta}(\Psi+h)-\frac{\partial h}{\partial t}\end{aligned} \qquad (۲\text{-}۱۹)$$

بیان‌کرد.

روش اجزاء محدود با گسسته‌سازی ناحیه متغیر میدان به مجموعه‌ای از المانها با اندازه کوچک و درنظرگرفتن تابع قابل قبول از متغیر میدان در درون المان آغاز می‌شود. متغیر Ψ میدان را در ناحیه المان‌بندی شده می‌توان به صورت

$$\Psi^e=\sum_{j=1}^{n_e}N_j^e\Psi_j(t) \qquad (۲\text{-}۲۰)$$

تقریب‌زد. n_e تعداد گره‌ها در هر المان، N_j^eها توابع شکل و Ψ_jها مقادیر گره‌ای از Ψ در هر زمان t می‌باشند.

با بکارگیری اصل گالرکین روی معادله (۲-۱۹) برای هر المان، رابطه

$$\iint_{A^e}\left[\frac{\partial \Psi^e}{\partial t}-\frac{1}{2\Lambda}\frac{\partial}{\partial\theta}\left\{h\left(\Psi^e+h\right)\frac{\partial\Psi^e}{\partial\theta}-\left(\Psi^e+h\right)\Psi^e\frac{\partial h}{\partial\theta}\right\}-\frac{1}{2\Lambda}\frac{\partial}{\partial\xi}\left\{h\left(\Psi^e+h\right)\frac{\partial\Psi^e}{\partial\xi}\right\}\right.$$
$$\left.+\frac{1}{2}U\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\Psi^e+h\right)+\frac{\partial h}{\partial t}\right]N_i^e\,d\theta d\xi=0 \qquad (۲-۲۱)$$

بدست می‌آید. در این رابطه A^e اشاره به سطح المان دارد و N_i^e توابع درون‌یابی است که متغیر میدان، Ψ، را در هر المان بدست می‌آورد.

با اعمال رابطه (۲-۲۰) در رابطه (۲-۲۱) و انتگرال‌گیری جزءبه‌جزء از آن و در نهایت ساده‌سازی رابطه، معادلات اجزاء محدود به شکل ماتریسی برای هر المان به صورت

$$[F]^e\{\dot{\Psi}\}^e=\{V\}^e+\{Q\}^e \qquad (۲-۲۲)$$

بدست می‌آیند. هر کدام از مؤلفه‌ها به شکل زیر بیان می‌شوند.

$$F_{ij}^e=\iint_{A^e}N_i^eN_j^e\,d\theta d\xi \qquad (۲-۲۳)$$

$$V_i^e=-\frac{1}{2\Lambda}\iint_{A^e}\left(\Psi^e+h\right)\left\{h\left(\frac{\partial\Psi^e}{\partial\theta}\frac{\partial N_i^e}{\partial\theta}+\frac{\partial\Psi^e}{\partial\xi}\frac{\partial N_i^e}{\partial\xi}\right)-\left(\Psi^e\frac{\partial h}{\partial\theta}+\Lambda U\right)\frac{\partial N_i^e}{\partial\theta}\right\}d\theta d\xi$$
$$-\iint_{A^e}\frac{\partial h}{\partial t}N_i^e\,d\theta d\xi \qquad (۲-۲۴)$$

$$Q_i^e=\int_{s^e}\left(\Psi^e+h\right)\left\{h\frac{\partial\Psi^e}{\partial\theta}-\Psi^e\frac{\partial h}{\partial\theta}-\Lambda U\right\}N_i^e\,d\xi+\int_{s^e}\left(\Psi^e+h\right)h\frac{\partial\Psi^e}{\partial\xi}N_i^e\,d\theta \qquad (۲-۲۵)$$

که S^e اشاره به مرز هر المان دارد.

با اعمال رابطه (۲-۲۲) برای تمام المانها در میدان، رابطه را در حالت کلی به صورت زیر می‌توان نوشت.

$$[F]_{n_f\times n_f}\{\dot{\Psi}\}_{n_f\times 1}=\{V\}_{n_f\times 1}+\{Q\}_{n_f\times 1} \qquad (۲-۲۶)$$

که n_f تعداد کل گره‌ها در میدان سیال تشکیل می‌دهد.

برای حل معادله (۲-۲۶) نیاز به شرایط مرزی برای متغیر Ψ و مشتق آن $\dot{\Psi}$ است که می‌توان این شرایط را با توجه به شرایط مرزی برای فشار بدین صورت درنظرگرفت.

$$\begin{aligned}&\Psi\left(\theta_1^k,\xi,t\right)=\Psi\left(\theta_2^k,\xi,t\right)=0\\&\dot{\Psi}\left(\theta_1^k,\xi,t\right)=\dot{\Psi}\left(\theta_2^k,\xi,t\right)=0\\&\Psi\left(\theta,\pm\lambda,t\right)=0\\&\dot{\Psi}\left(\theta,\pm\lambda,t\right)=0\end{aligned}$$ (۲-۲۷)

در هر لحظه‌ای که وضعیت سینماتیکی محور مشخص شود، معادله (۲-۲۶) دو متغیر Ψ_i و Q_i شامل می‌شود که باید تعیین شوند. در گره‌های داخلی ناحیه المان‌بندی شده، شار Q_i صفر است و Ψ_i نامشخص می‌باشد. همچنین در گره‌های روی مرزهای خارجی ($\xi=\pm\lambda$) و لبه‌های ابتدا و انتهای هر یک از لب‌ها (θ_2^k,θ_1^k)، Ψ_i مشخص است و Q_i نامشخص می‌باشد. لذا معادله (۲-۲۶) به همان تعداد معادلات، مجهولات دارد که با کمک شرایط مرزی بدست می‌آیند. با حل این معادلات

$$\left\{\dot{\Psi}\right\}_{n_f\times 1}=\left\{g\right\}_{n_f\times 1}$$ (۲-۲۸)

است که،

$$g_i=g_i\left(P,S_1,S_2S_3,S_4,t\right)\qquad ;\, i=1,2,\ldots,n_f$$ (۲-۲۹)

بنابراین مسأله در حالت دینامیکی به یک مسأله مقدار اولیه با معادلات زیر خلاصه می‌شود.

$$\begin{aligned}&\frac{dS_i}{dt}=f_i\left(P,S_1,S_2S_3,S_4,t\right)\qquad i=1,2,3,4\\&\frac{d\Psi_i}{dt}=g_i\left(P,S_1,S_2S_3,S_4,t\right)\qquad i=1,2,\ldots,n_f\end{aligned}$$ (۲-۳۰)

که در لحظه $t=0$ متغیرهای تعریف شده به صورت

$$\begin{aligned}&S_1=S_2=S_3=S_4=0\\&\Psi=\Psi_0=P_0h_0\end{aligned}$$ (۲-۳۱)

بیان می‌شوند.

۲-۴ جزئیات حل معادله رینولدز در حالت استاتیکی

ضخامت فیلم سیال و توزیع فشار در حالت استاتیکی مستقل از زمان می‌باشند. لذا می‌توان رابطه (۲-۱۸) را در حالت استاتیکی به صورت

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left\{h_0\left(\Psi_0+h_0\right)\frac{\partial\Psi_0}{\partial\theta}-\left(\Psi_0+h_0\right)\Psi_0\frac{\partial h_0}{\partial\theta}\right\}+\frac{\partial}{\partial\xi}\left\{h_0\left(\Psi_0+h_0\right)\frac{\partial\Psi_0}{\partial\xi}\right\}=\Lambda\frac{\partial\left(\Psi_0+h_0\right)}{\partial\theta} \qquad (۲\text{-}۳۲)$$

درنظرگرفت. در این معادله مطابق با رابطه (۲-۱۷)

$$\Psi_0=P_0h_0 \qquad (۲\text{-}۳۳)$$

و شرایط مرزی اعمال شده در این حالت

$$\begin{aligned}&\Psi_0\left(\theta_1^k,\xi\right)=\Psi_0\left(\theta_2^k,\xi\right)=0\\&\Psi_0\left(\theta,\pm\lambda\right)=0\end{aligned} \qquad (۲\text{-}۳۴)$$

می‌باشند. معادله دیفرانسیل (۲-۳۲)، معادله‌ای است غیرخطی که برای حل آن نیز روش عددی اجزاء محدود و روش تکرار نیوتن جهت همگرائی آن بکارگرفته می‌شود.

مقادیر گره‌ای اصلاح‌شده متغیر میدان، Ψ_0، در ناحیه المان‌بندی شده بعد از r مرتبه تکرار به صورت

$$\left\{\Psi_0\right\}^{r+1}=\left\{\Psi_0\right\}^r+\left\{\eta_0\right\}^r \qquad (۲\text{-}۳۵)$$

خواهد بود که η_0 متغیر اصلاح‌کننده روی Ψ_0 می‌باشد. در این حالت شرایط مرزی برای متغیر اصلاح-کننده نیز مشابه با رابطه (۲-۳۴) به صورت

$$\begin{aligned}&\eta_0\left(\theta_1^k,\xi\right)=\eta_0\left(\theta_2^k,\xi\right)=0\\&\eta_0\left(\theta,\pm\lambda\right)=0\end{aligned} \qquad (۲\text{-}۳۶)$$

است. روش تکرار، معادله (۲-۳۵)، حل معادله (۲-۳۲) را به تعیین مقدار متغیر اصلاح‌کننده، η_0، تبدیل می‌کند.

در ابتدا جهت حل معادله رینولدز، اصل گالرکین روی معادله (۲-۳۲) برای هر المان در ناحیه مش-بندی‌شده به صورت

$$G\left(\Psi_0^e\right)=\iint_{A^e}\left[\frac{\partial}{\partial\theta}\left\{h_0\left(\Psi_0^e+h_0\right)\frac{\partial\Psi_0^e}{\partial\theta}-\left(\Psi_0^e+h_0\right)\Psi_0^e\frac{\partial h_0}{\partial\theta}\right\}+\frac{\partial}{\partial\xi}\left\{h_0\left(\Psi_0^e+h_0\right)\frac{\partial\Psi_0^e}{\partial\xi}\right\}-\Lambda\frac{\partial\left(\Psi_0^e+h_0\right)}{\partial\theta}\right]N_i^e\,d\theta d\xi \tag{۳۷-۲}$$

و بر روی کل المان‌های تعریف‌شده در ناحیه فیلم سیال به صورت

$$G\left(\Psi_0\right)=\sum_{e=1}^{e_f}\iint_{A^e}\left[\frac{\partial}{\partial\theta}\left\{h_0\left(\Psi_0^e+h_0\right)\frac{\partial\Psi_0^e}{\partial\theta}-\left(\Psi_0^e+h_0\right)\Psi_0^e\frac{\partial h_0}{\partial\theta}\right\}+\frac{\partial}{\partial\xi}\left\{h_0\left(\Psi_0^e+h_0\right)\frac{\partial\Psi_0^e}{\partial\xi}\right\}-\Lambda\frac{\partial\left(\Psi_0^e+h_0\right)}{\partial\theta}\right]N_i^e\,d\theta d\xi \tag{۳۸ -۲}$$

بکارگرفته می‌شود. در این رابطه e_f به تعداد المان در ناحیه سیال اشاره دارد و N_i^e توابع درونیاب برای هر دو متغیر Ψ_0 و η_0 می‌باشند. در این حالت متغیرهای حالت فشار و اصلاح‌کننده در هر المان را می‌توان با اعمال توابع شکل، N_j^e، بر روی مقادیر گره‌ای Ψ_{0j} و η_{0j} به ترتیب به صورت

$$\Psi_0^e=\sum_{j=1}^{n_e}N_j^e\Psi_{0j} \tag{۳۹-۲}$$

$$\eta_0^e=\sum_{j=1}^{n_e}N_j^e\eta_{0j} \tag{۴۰-۲}$$

بدست‌آورد.

مشتق فریچت[1] $G\left(\Psi_0\right)$ به صورت

$$\eta_0G'(\Psi_0)=\lim_{\Delta\longrightarrow0}\frac{\partial}{\partial\Delta}G(\Psi_0+\Delta\eta_0) \tag{۴۱-۲}$$

تعریف می‌شود [۱۷-۱۸]. لذا مشتق فریچت $G\left(\Psi_0\right)$ با جایگذاری $\Psi_0+\Delta\eta_0$ بجای Ψ_0 در معادله (۲-۳۸) و با مشتق‌گیری جزئی نسبت به Δ و قراردادن $\Delta=0$ بدست می‌آید. بنابراین

---

1. Frechet derivative

$$\eta_0 G'(\Psi_0) = \sum_{e=1}^{e_f} \iint_{A^e} \left[\frac{\partial}{\partial\theta} \left\{ \left(\Psi_0^e + h_0\right) h_0 \frac{\partial \eta_0^e}{\partial\theta} + h_0 \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\theta} \eta_0^e - \left(2\Psi_0^e + h_0\right) \frac{\partial h_0}{\partial\theta} \eta_0^e \right\} + \frac{\partial}{\partial\xi} \left\{ \left(\Psi_0^e + h_0\right) h_0 \frac{\partial \eta_0^e}{\partial\xi} + h_0 \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\xi} \eta_0^e \right\} - \Lambda \frac{\partial \eta_0^e}{\partial\theta} \right] N_i^e \, d\theta d\xi \qquad (۴۲-۲)$$

مطابق با روش تکرار نیوتن، متغیر اصلاح‌کننده را می‌توان با معادله

$$\eta_0 G'(\Psi_0) + G(\Psi_0) = 0 \qquad (۴۳-۲)$$

بدست آورد.

با جایگذاری معادلات (۲-۳۸) و (۲-۴۲) در معادله (۲-۴۳)

$$\sum_{e=1}^{e_f} \iint_{A^e} \left[\frac{\partial}{\partial\theta} \left\{ \left(\Psi_0^e + h_0\right) h_0 \left(\frac{\partial \eta_0^e}{\partial\theta} + \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\theta} \right) - \frac{\partial h_0}{\partial\theta} \left(\left(2\Psi_0^e + h_0\right) \eta_0^e + \left(\Psi_0^e + h_0\right) \Psi_0^e \right) + h_0 \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\theta} \eta_0^e \right\} + \frac{\partial}{\partial\xi} \left\{ \left(\left(\Psi_0^e + h_0\right) h_0 \right) \left(\frac{\partial \eta_0^e}{\partial\xi} + \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\theta} \right) + h_0 \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\xi} \eta_0^e \right\} - \Lambda \frac{\partial}{\partial\theta} \left(\eta_0^e + \Psi_0^e + h_0 \right) \right] N_i^e \, d\theta d\xi = 0 \qquad (۴۴-۲)$$

معادله‌ای خطی بر حسب متغیر اصلاح‌کننده η_0 بدست می‌آید.

با اعمال رابطه (۲-۴۰) در رابطه (۲-۴۴) و انتگرال‌گیری جزءبه‌جزء از آن و در نهایت ساده‌سازی رابطه، معادلات اجزاء محدود به شکل ماتریسی برای هر المان به صورت

$$[F]^e \{\eta_0\}^e = \{V\}^e + \{Q\}^e \qquad (۴۵-۲)$$

نوشته می‌شود. هر کدام از مؤلفه‌های ماتریس‌های $[F]^e$، $\{V\}^e$ و $\{Q\}^e$ عبارتند از:

$$F_{ij}^e = \iint_{A^e} \left(\Psi_0^e + h_0\right) h_0 \left[\frac{\partial N_i^e}{\partial\theta} \frac{\partial N_j^e}{\partial\theta} + \frac{\partial N_i^e}{\partial\xi} \frac{\partial N_j^e}{\partial\xi} \right] + \left\{ h_0 \left[\frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\theta} \frac{\partial N_i^e}{\partial\theta} + \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\xi} \frac{\partial N_i^e}{\partial\xi} \right] N_j^e \right\} d\theta d\xi - \iint_{A^e} \left\{ \left(h_0 + 2\Psi_0^e\right) \frac{\partial h_0}{\partial\theta} + \Lambda \right\} \frac{\partial N_i^e}{\partial\theta} N_j^e \, d\theta d\xi \qquad (۴۶-۲)$$

$$V_i^e = -\iint_{A^e} \left(\Psi_0^e + h_0\right) h_0 \left[\frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\theta} \frac{\partial N_i^e}{\partial\theta} + \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\xi} \frac{\partial N_i^e}{\partial\xi} \right] d\theta d\xi + \iint_{A^e} \left\{ \left(h_0 + \Psi_0^e\right) \left(\Psi_0^e \frac{\partial h_0}{\partial\theta} + \Lambda \right) \right\} \frac{\partial N_i^e}{\partial\theta} \, d\theta d\xi \qquad (۴۷-۲)$$

$$Q_i^e = \int_{S^e}\left[\left(\Psi_0^e + h_0\right)h_0 \frac{\partial}{\partial\theta}\left(\Psi_0^e + \eta_0^e\right) - \left\{\left(\Psi_0^e + 2\eta_0^e\right)\Psi_0^e + h_0\left(\Psi_0^e + \eta_0^e\right)\right\}\frac{\partial h_0}{\partial\theta} + \Lambda\left(\Psi_0^e + \eta_0^e + h_0\right) + h_0\eta_0^e \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\theta}\right]N_i^e d\xi + \int_{S^e}\left[\left(\Psi_0^e + h_0\right)h_0 \frac{\partial}{\partial\xi}\left(\Psi_0^e + \eta_0^e\right) + h_0\eta_0^e \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial\xi}\right]N_i^e d\theta \quad (۴۸-۲)$$

با اعمال رابطه (۲-۴۵) برای تمام المانها در میدان، رابطه را در حالت کلی به صورت زیر می‌توان نوشت.

$$[F]_{n_f \times n_f}\{\eta_0\}_{n_f \times 1} = \{V\}_{n_f \times 1} + \{Q\}_{n_f \times 1} \quad (۴۹-۲)$$

روابط (۲-۴۹) خطی هستند و شامل دو متغیر گره‌ای η_0 (اصلاح‌کننده متغیر حالت) و Q (جریان) می‌باشند که باید تعیین شوند. مقدار متغیر اصلاح‌کننده در مرزها ($\xi = \pm\lambda, \theta = \theta_1^k, \theta_2^k$) مشخص است و مقدار آن صفر می‌باشد، آن جریان Q است که باید در مرزها تعیین شود. با درنظرگرفتن اینکه در نواحی داخلی($-\lambda < \xi < \lambda, \theta_1^k < \theta < \theta_2^k$) چشمه و چاهی وجود ندارد، مقدار جریان خالص در گره‌های داخلی صفر است و متغیر اصلاح‌کننده مجهول می‌باشد. بنابراین در هر گره یکی از دو متغیر مجهول است و حل معادله (۲-۴۹) را ممکن می‌سازد.

۲-۵ نحوه تعیین موقعیت تعادلی مرکز محور

اولین مرحله در شناسایی رفتار دینامیکی سیستم یاتاقان و محور، مشخص‌کردن موقعیت تعادلی مرکز محور در فضای لقی یاتاقان با شرایط کاری معین می‌باشد.

فرضی که در بارگذاری خارجی درنظرگرفته شده این است که بار اعمالی در راستای عمودی و در جهت منفی محور Y می‌باشد. لذا با مشخص‌بودن مقدار بار عمودی، W_0، موقعیت تعادلی مرکز محور را می‌توان با حل معادلات زیر بدست آورد.

$$\begin{cases} F_{X_0}(X_{j_0}, Y_{j_0}) = 0 \\ F_{Y_0}(X_{j_0}, Y_{j_0}) - W_0 = 0 \end{cases} \quad (۵۰-۲)$$

با حدس موقعیت تعادل استاتیکی محور، (X_{j_0}, Y_{j_0})، معادله (۲-۵۰) با روش تکرار زیر

$$\begin{bmatrix} X_{j_0} \\ Y_{j_0} \end{bmatrix}_{k+1} = \begin{bmatrix} X_{j_0} \\ Y_{j_0} \end{bmatrix}_k - [j]_k^{-1} \begin{bmatrix} F_{X_0} \\ F_{Y_0} - W_0 \end{bmatrix}_k \tag{۵۱-۲}$$

حل می‌شود. در این معادله k اشاره به شماره تکرار و $[j]$ ماتریس ژاکوبین[1] می‌باشند. مؤلفه‌های ماتریس ژاکوبین را می‌توان با انتگرال‌گیری از مشتقات فشار به صورت

$$[j]^T = \begin{bmatrix} \dfrac{\partial F_{X_0}}{\partial X_{j_0}} & \dfrac{\partial F_{Y_0}}{\partial X_{j_0}} \\ \dfrac{\partial F_{X_0}}{\partial Y_{j_0}} & \dfrac{\partial F_{Y_0}}{\partial Y_{j_0}} \end{bmatrix}^T = -\int_{-\lambda}^{\lambda}\int_0^{2\pi} \begin{bmatrix} P_{X_{j_0}} \\ P_{Y_{j_0}} \end{bmatrix} [\cos\theta \quad \sin\theta] d\theta d\xi \tag{۵۲-۲}$$

بدست‌آورد. در این رابطه

$$P_{X_{j_0}} = \frac{\partial P_0}{\partial X_{j_0}}, \qquad P_{Y_{j_0}} = \frac{\partial P_0}{\partial Y_{j_0}}$$

مشتقات فشار نامیده می‌شوند.

معادلات حاکم بر مشتقات فشار، $P_{X_{j_0}}, P_{Y_{j_0}}$، را با توجه به متغیر حالت تعریف شده ، Ψ_0، به صورت زیر بدست می‌آیند.

$$P_Z = \frac{1}{h_0}\frac{\partial \Psi_0}{\partial Z} - \frac{\Psi_0}{h_0^2}\frac{\partial h_0}{\partial Z} \qquad ; Z = X_{j_0}, Y_{j_0} \tag{۵۳-۲}$$

به منظور محاسبه مشتقات فشار $P_Z(Z = X_{j_0}, Y_{j_0})$، مشتقات متغیر حالت $\Psi_{0_Z}(Z = X_{j_0}, Y_{j_0})$ محاسبه می‌شوند. مشتقات متغیر حالت، $\Psi_{0_Z}(Z = X_{j_0}, Y_{j_0})$، را می‌توان با مشتق‌گیری از معادله رینولدز در حالت استاتیکی نسبت به X_{j_0} و Y_{j_0} بدست آورد.

با مشتق‌گیری از معادله (۲-۳۲) نسبت به X_{j_0} و Y_{j_0} معادله

[1] . Jacobian matrix

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left[\left\{\frac{\partial h_0}{\partial Z}\frac{\partial\Psi_0}{\partial\theta}-\Psi_{0Z}\frac{\partial h_0}{\partial\theta}+h_0\frac{\partial\Psi_{0Z}}{\partial\theta}-\Psi_0\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\partial h_0}{\partial Z}\right)\right\}(\Psi_0+h_0)+\right.$$
$$\left.\left(h_0\frac{\partial\Psi_0}{\partial\theta}-\Psi_0\frac{\partial h_0}{\partial\theta}\right)\Psi_{0Z}+\frac{\partial h_0}{\partial Z}\left(h_0\frac{\partial\Psi_0}{\partial\theta}-\Psi_0\frac{\partial h_0}{\partial\theta}\right)-\Lambda\frac{\partial\Psi_{0Z}}{\partial\theta}-\Lambda\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\partial h_0}{\partial Z}\right)\right]+ \qquad (۵۴-۲)$$
$$\frac{\partial}{\partial\xi}\left[\left(\Psi_{0Z}+\frac{\partial h_0}{\partial Z}\right)\frac{\partial\Psi_0}{\partial\xi}h_0+(\Psi_0+h_0)\left\{\frac{\partial h_0}{\partial Z}\frac{\partial\Psi_0}{\partial\xi}+h_0\frac{\partial\Psi_{0Z}}{\partial\xi}\right\}\right]=0$$

که $Z=X_{j_0},Y_{j_0}$ می‌باشد، بدست می‌آید. معادله (۲-۵۴)، معادله دیفرانسیل خطی است که برای حل آن روش عددی اجزاء محدود بکارگرفته می‌شود.

با درنظرگرفتن مقادیر تقریبی برای مؤلفه‌های مشتقات متغیر حالت $\Psi_{0Z}(Z=X_{j_0},Y_{j_0})$ به صورت

$$\Psi^e_{0\,Z}=\sum_{j=1}^{n_e}N^e_j\Psi_{0Z\,j} \qquad (۵۵-۲)$$

و با بکارگیری اصل گالرکین روی معادله (۲-۵۴) برای هر المان، معادلات اجزاء محدود بدست می‌آیند.

$$\iint_{A^e}\left[\frac{\partial}{\partial\theta}\left[(\Psi^e_0+h_0)\left\{\frac{\partial h_0}{\partial Z}\frac{\partial\Psi^e_0}{\partial\theta}-\Psi^e_{0\,Z}\frac{\partial h_0}{\partial\theta}+h_0\frac{\partial\Psi^e_{0\,Z}}{\partial\theta}-\Psi^e_0\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\partial h_0}{\partial Z}\right)\right\}+\right.\right.$$
$$\left.\left(h_0\frac{\partial\Psi^e_0}{\partial\theta}-\Psi^e_0\frac{\partial h_0}{\partial\theta}\right)\Psi^e_{0\,Z}+\frac{\partial h_0}{\partial Z}\left(h_0\frac{\partial\Psi^e_0}{\partial\theta}-\Psi^e_0\frac{\partial h_0}{\partial\theta}\right)-\Lambda\Psi^e_{0\,Z}-\Lambda\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\partial h_0}{\partial Z}\right)\right]+ \qquad (۵۶-۲)$$
$$\left.\frac{\partial}{\partial\xi}\left[\left(\Psi^e_{0\,Z}+\frac{\partial h_0}{\partial Z}\right)\frac{\partial\Psi_0}{\partial\xi}h_0(\Psi^e_0+h_0)\left\{\frac{\partial h_0}{\partial Z}\frac{\partial\Psi^e_0}{\partial\xi}+h_0\frac{\partial\Psi^e_{0\,Z}}{\partial\xi}\right\}\right]\right]N^e_i\,d\theta d\xi=0$$

با جایگذاری رابطه (۲-۵۵) در رابطه (۲-۵۶) و انتگرال‌گیری جزء به جزء از آن و در نهایت ساده‌سازی رابطه، معادلات اجزاء محدود به شکل ماتریسی برای هر المان به صورت

$$[F_Z]^e\{\Psi_{0Z}\}^e+\{Q_Z\}^e=\{H_Z\}^e \qquad (۵۷-۲)$$

نوشته می‌شود که مؤلفه‌های هر کدام از آنها با روابط زیر بیان می‌شوند.

$$F^e_{ij}=\iint_{A^e}\left[(\Psi^e_0+h_0)h_0\left[\frac{\partial N^e_i}{\partial\theta}\frac{\partial N^e_j}{\partial\theta}+\frac{\partial N^e_i}{\partial\xi}\frac{\partial N^e_j}{\partial\xi}\right]-\Lambda\frac{\partial N^e_i}{\partial\theta}\frac{\partial N^e_j}{\partial\theta}\right.$$
$$\left.+\left\{\left(h_0\frac{\partial\Psi^e_0}{\partial\theta}-(h_0+2\Psi^e_0)\frac{\partial h_0}{\partial\theta}\right)\frac{\partial N^e_i}{\partial\theta}N^e_j+h_0\frac{\partial\Psi^e_0}{\partial\xi}\frac{\partial N^e_i}{\partial\xi}N^e_j\right\}\right]d\theta d\xi \qquad (۵۸-۲)$$

$$H_i^e = \iint_{A^e} \left[\left(-\left(\Psi_0^e + h_0\right)\frac{\partial h_0}{\partial Z} - h_0 \frac{\partial h_0}{\partial Z} \right) \left[\frac{\partial \Psi_0^e}{\partial \theta}\frac{\partial N_i^e}{\partial \theta} + \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial \xi}\frac{\partial N_i^e}{\partial \xi} \right] \right.$$
$$\left. + \left\{ \left(\left(\Psi_0^e + h_0\right)\Psi_0^e \frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{\partial h_0}{\partial Z}\right) + \frac{\partial h_0}{\partial Z}\frac{\partial h_0}{\partial \theta}\Psi_0^e + \Lambda\left(\frac{\partial h_0}{\partial Z}\right) \right) \frac{\partial N_i^e}{\partial \theta} \right\} \right] d\theta d\xi \qquad (۲-۵۹)$$

$$Q_i^e = \int_{S^e} - \left[\left(\Psi_{0\,Z}^e + \frac{\partial h_0}{\partial Z} \right) \left(h_0 \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial \theta} - \Psi_0^e \frac{\partial h_0}{\partial \theta} \right) + \left(\Psi_0^e + h_0\right) \left(- \frac{\partial h_0}{\partial Z}\frac{\partial \Psi_0^e}{\partial \theta} + \Psi_0^e \frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{\partial h_0}{\partial Z}\right) \right. \right.$$
$$\left. \left. + \frac{\partial h_0}{\partial \theta}\Psi_{0\,Z}^e - h_0 \frac{\partial \Psi_{0\,Z}^e}{\partial \theta} \right) + \Lambda \left\{ \Psi_{0\,Z}^e + \frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{\partial h_0}{\partial Z}\right) \right\} \right] N_i^e d\xi \qquad (۲-۶۰)$$
$$+ \int_{S^e} \left[-\frac{\partial \Psi_0^e}{\partial \xi} h_0 \Psi_{0\,Z}^e - \frac{\partial h_0}{\partial Z} h_0 \frac{\partial \Psi_0^e}{\partial \xi} - \left(\Psi_0^e + \eta_0^e\right) \left\{ \frac{\partial h_0}{\partial Z}\frac{\partial \Psi_0^e}{\partial \xi} + h_0 \Psi_{0\,Z}^e \right\} \right] N_i^e d\theta$$

در این روابط

$$\frac{\partial h_0}{\partial Z} = \begin{cases} -\cos\theta & for \ \ \dfrac{\partial \Psi_0}{\partial X_{j0}} \\ -\sin\theta & for \ \ \dfrac{\partial \Psi_0}{\partial Y_{j0}} \end{cases}$$

می‌باشد.

با درنظرگرفتن رابطه (۲-۵۷) برای هر یک از المانهایی که میدان سیال تشکیل می‌دهند، می‌توان معادلات حاکم بر محیط سیال را در حالت دینامیکی به صورت

$$[F_Z]\{\Psi_{0_Z}\} + \{Q_Z\} = \{H_Z\} \qquad (۲-۶۱)$$

نوشت. شرایط مرزی برای این حالت نیز به گونه‌ای است که مقدار Ψ_{0_Z} بر روی مرزهای میدان جریان ($\xi = \pm\lambda, \theta = \theta_1^k, \theta_2^k$) صفر می‌باشد و مقدار Q_Z در تمام گره‌های داخلی صفر است.

فصل سوم
روش حل و جزئیات محاسبات

۳-۱ مقدمه

در فصل گذشته، معادلاتی را که وضعیت سیستم یاتاقان گازی را در حالت‌های استاتیکی و دینامیکی مشخص می‌کنند، ارائه گردید. جزئیات حل عددی این معادلات در این فصل بیان می‌شود. بخش (۳-۲) اشاره به روند کلی محاسبات همراه با الگوریتمی که برنامه کامپیوتری بر اساس آن نوشته شده، دارد. قبل از بررسی رفتار سیستم در حالت دینامیکی نیاز به متغیر فشار در حالت استاتیکی به منظور بکارگیری آن به عنوان شرایط اولیه در حالت دینامیکی، همچنین تعیین موقعیت محور در حالت استاتیکی می‌باشد. لذا به همین منظور در بخش‌های (۳-۳) و (۳-۴) به ترتیب جزئیات حل عددی معادله رینولدز در حالت‌های استاتیکی و دینامیکی ارائه می‌گردد. صحه‌گذاری بر روی نتایج با توجه به الگوریتم ارائه شده، موضوعی است که در بخش (۳-۵) مورد بررسی قرار می‌گیرد و در پایان این فصل، بخش (۳-۵)، ابزارهای بکارگیری شده جهت تحلیل نتایج معرفی می‌شوند.

۳-۲ برنامه اصلی

شکل (۳-۱) الگوریتم برنامه کامپیوتری برای حالت‌های استاتیکی و دینامیکی سیستم یاتاقانهای روانکاری شده با گاز را بیان می‌کند. با اجرای این برنامه می‌توان موارد زیر را به دست آورد:

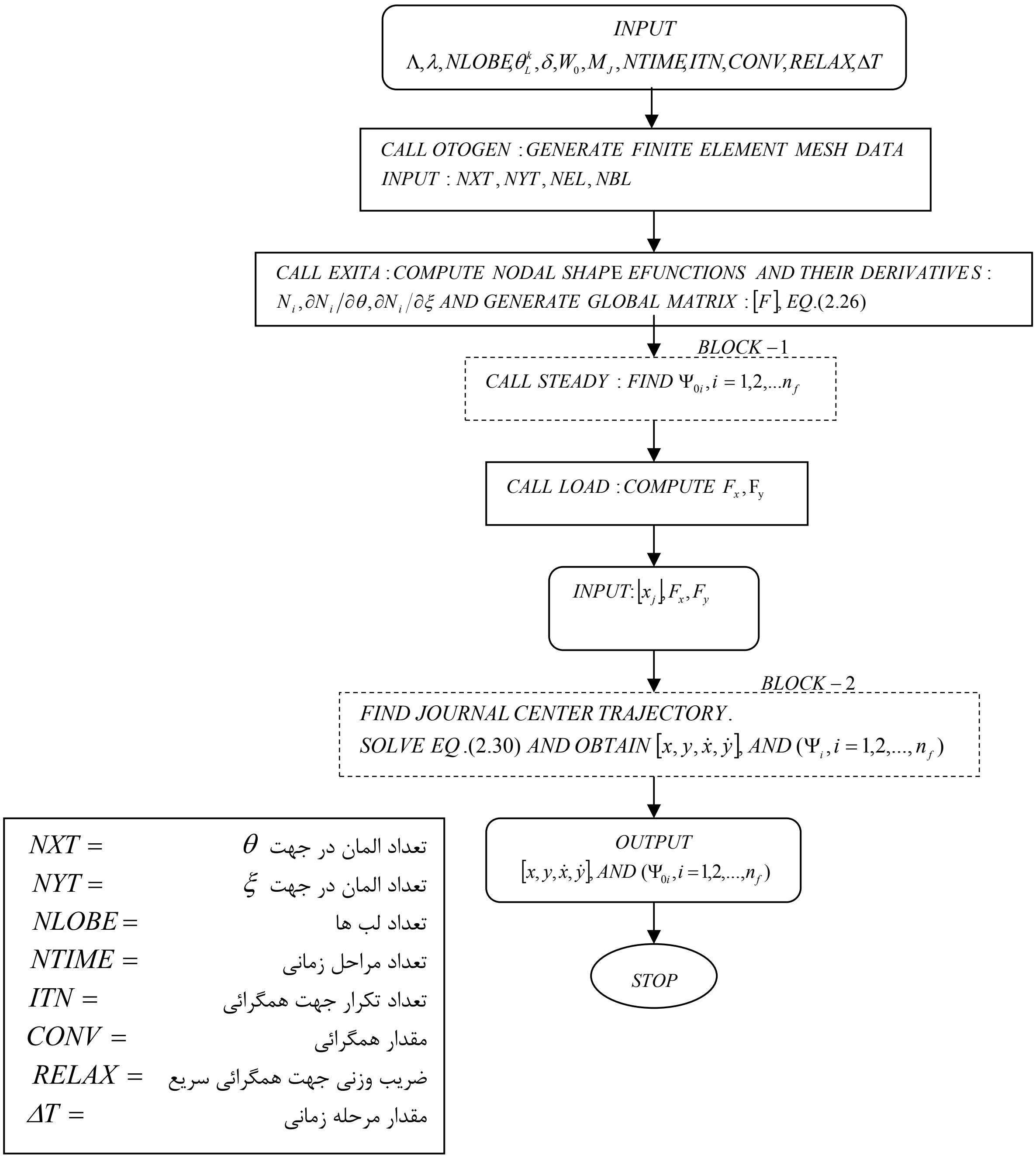
الف) میدان فشار و موقعیت محور در حالت استاتیکی

ب) میدان فشار و موقعیت لحظه‌ای محور در حالت دینامیکی

نتایج قسمت الف برای قسمت ب مورد نیاز می‌باشد.

در سیستم یاتاقان و محور، به دلیل وجود تقارن پروفیل فشار اطراف صفحه‌ای که از وسط یاتاقان ($\xi = 0$) می‌گذرد، معادلهٔ (۲-۱۳) برای نیمی از طول یاتاقان به کارگرفته می‌شود تا محاسبات در زمان کمتری صورت گیرد. بلوک-۱ از شکل (۳-۱) مقادیر فشار در حالت استاتیکی گره‌هایی که توسط

زیربرنامه OTOGEN تولیدشده، محاسبه می‌کند. در این بلوک روش تکـرار بـه منظـور تعیـین موقعیـت تعادلی مرکز محور به کار گرفته می‌شود.



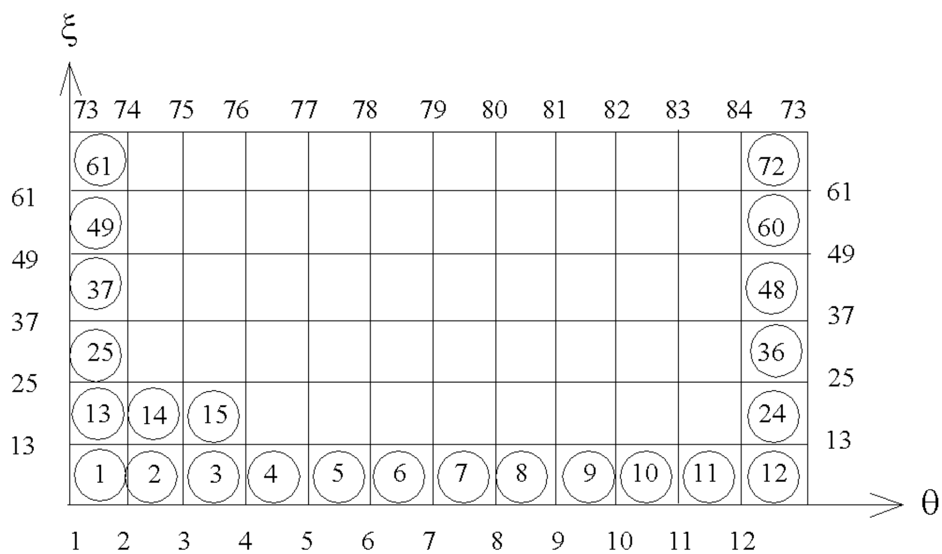
شکل(۳-۱): الگوریتم برنامه اصلی

برای عدد تراکم‌پذیری Λ، بارگذاری خارجی W_0 و جرم محور m_r، بلوک-۲ موقعیت لحظه‌ای محور را در حالت دینامیکی با توجه به شرایط اولیه اعمالی تعیین می‌کند تا بتوان با درنظرگرفتن ابزارهـای لازم روی آن رفتار سیستم را در این حالت مورد بررسی قرار داد.

۳-۳ تعیین موقعیت محور در حالت استاتیکی

۳-۳-۱ مش‌بندی

اولین مرحله در بکارگیری روش عددی اجزاء محدود، مش‌بندی ناحیه می‌باشد. در این برنامه زیربرنامه‌ای به نام OTOGEN بدین منظور تهیه شده که در شروع ناحیهٔ سیال را با المان تعریـف شـده شـبکه‌بنـدی می‌کند. ناحیهٔ جریان در سیستم یاتاقان‌های گازی به شکل مستطیلی برای هر یک از لب‌های یاتاقان غیر-مدور درنظرگرفته می‌شود. بنابراین المان‌های بکارگرفته‌شده از نوع المان ایزوپارامتریک[1] مستطیلی چهـار گره‌ای (خطی) می‌باشد که جزئیات آن در ضمیمهٔ- ج آورده شده است. شکل (۳-۲) ناحیهٔ المـان‌بنـدی-شده همراه با شماره‌های المان و گره نشان می‌دهد.



شکل (۳-۲): ناحیهٔ المان بندی شده بین محور و یاتاقان

---

[1] . Isoparametric

به دنبال زیربرنامه OTOGEN، زیربرنامه EXIETA به منظور تشکیل توابع شکل، مشتقات آن و نیز بردارهایی جهت بکارگیری انتگرال عددی به روش گوس-کوادرچر[1] فراخوانی می‌شود. همچنین در این زیربرنامه ماتریس ضرایب $[F]$، در حالت دینامیکی که مستقل از زمان است و در طول محاسبات ثابت می‌باشد، تشکیل می‌شود تا از تکرار آن در هر مرحله زمانی جلوگیری بعمل آید.

۳-۳-۲ حل معادله رینولذر در حالت استاتیکی

مطابق با روابط بخش (۲-۳) حل معادله رینولدز در حالت استاتیکی، مستلزم بکارگیری روش تکرار است که معادلهٔ (۲-۳۵) آن را بیان می‌کند. با داشتن مقادیر $\{\Psi_0\}$ مقادیر $\{\eta_0\}$ از معادلهٔ خطی (۲-۴۹) بدست می‌آید و از معادلهٔ (۲-۳۵) مقادیر جدید $\{\Psi_0\}$ برای تکرار بعدی تعیین می‌شوند.

شکل (۳-۳) الگوریتم کامپیوتری برای حل معادلهٔ (۲-۴۹) به منظور دستیابی به مقادیر $\{\eta_0\}$ فراهم می‌کند. جزئیات بلوک –۱ در این شکل مشخص شده است.

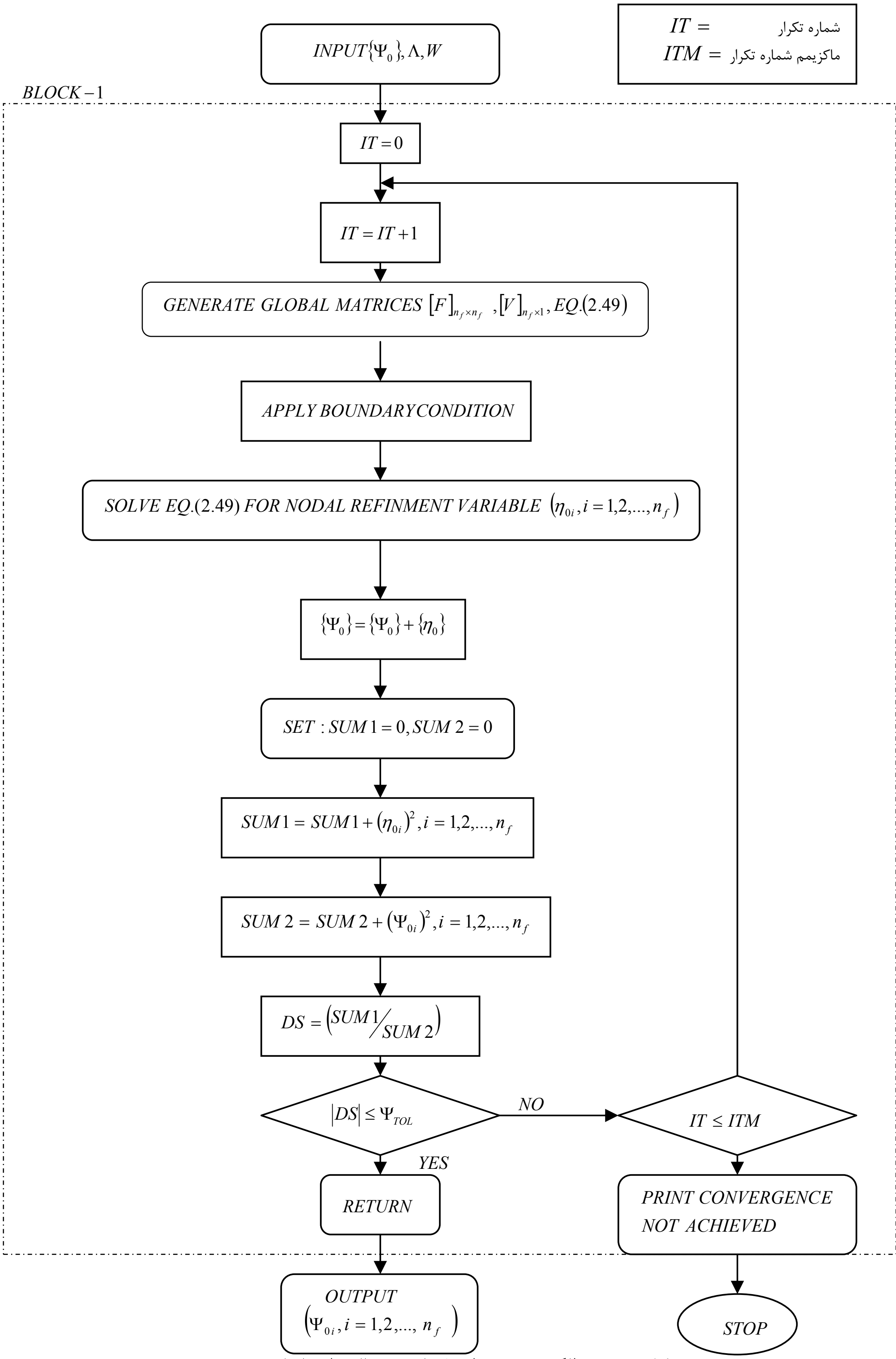
معیار همگرایی درنظرگرفته‌شده جهت خاتمه‌دادن به تکرار در رابطهٔ (۲-۳۵) به این صورت است که نسبت مجموع مربعات متغیر اصلاح‌کننده به مجموع مربعات متغیر Ψ_0 در هر گره کمتر یا مساوی عدد بسیار کوچک Ψ_{TOL} شود.

این عبارت به صورت رابطهٔ ریاضی زیر

$$\frac{\sum_{i=1}^{n}(\eta_{oi})^2}{\sum_{i=1}^{n}(\Psi_{oi})^2} \le \Psi_{TOL} \qquad (۳-۱)$$

بیان می‌شود. در این رساله مقدار $\Psi_{TOL} = 10^{-4}$ درنظرگرفته‌شده است. مقادیر اولیهٔ $\{\Psi_0\}$ اغلب صفر فرض می‌شوند، ولی می‌توان با توجه به پارامترهای یاتاقان (W_0, Λ)، مقادیر اولیهٔ $\{\Psi_0\}$ را بگونه‌ای انتخاب کرد که تعداد دفعات تکرار را کاهش داد.

[1] . Gauss-quadrature



شکل (۳-۳): الگوریتم میدان فشار در حالت استاتیکی

موقعیت تعادلی مرکز محور در حالت استاتیکی را می‌توان با اعمال روابط ارائه‌شده در بخش (۲-۴) و با فرض مشخص‌بودن عدد تراکم‌پذیری و بارگذاری خارجی درنظرگرفته‌شده در راستای منفی محور Y بدست آورد. شکل (۳-۴) اشاره به الگوریتمی جهت پیدا کردن موقعیت مرکز محور با بار مشخص دارد.

۳-۴ تعیین موقعیت مرکز محور در حالت دینامیکی

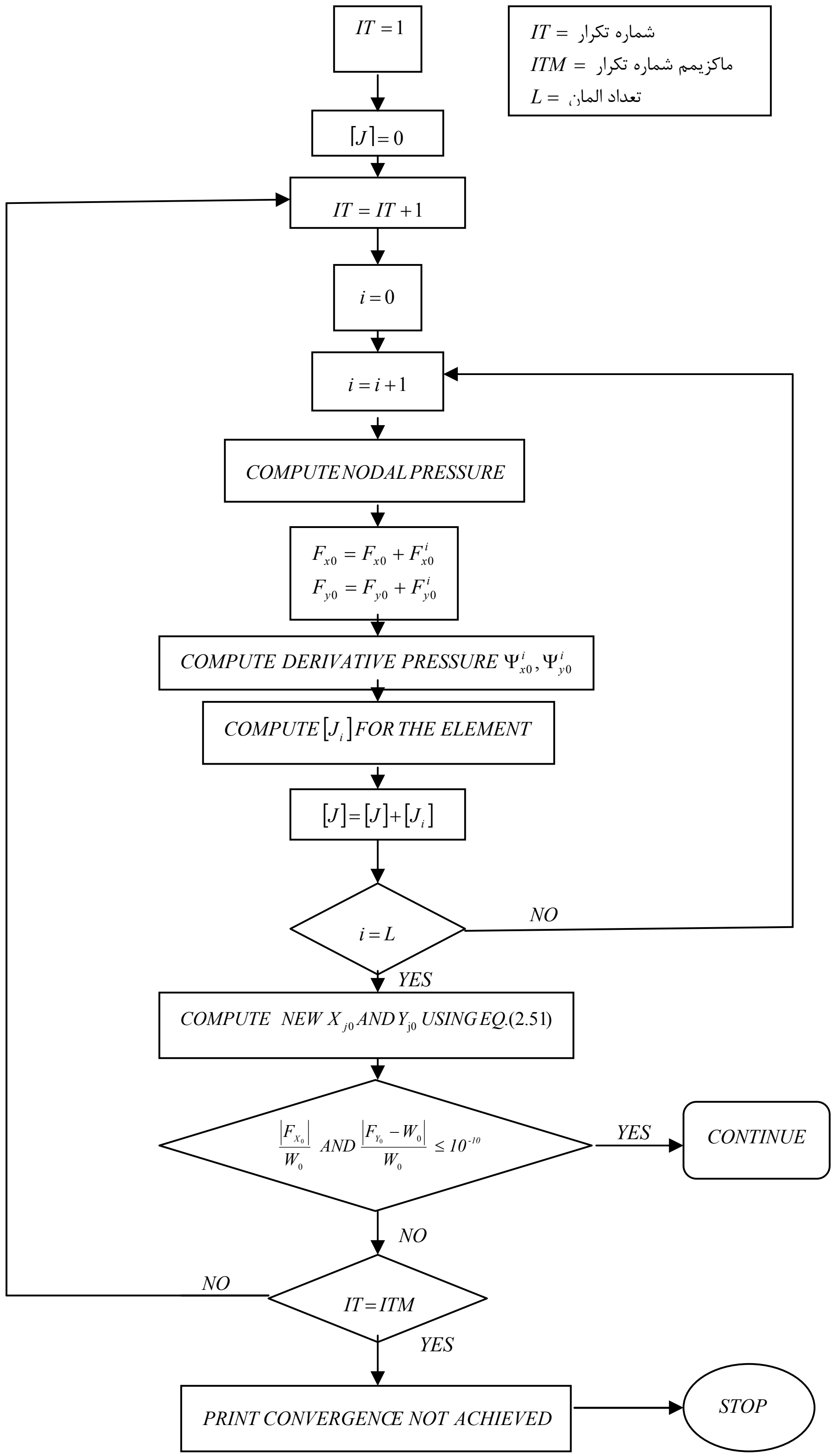
مطابق با روابط بیان شده در بخش (۲-۲) حل معادله رینولدز در حالت دینامیکی همراه با حـل معـادلات حرکت می‌باشد. محاسبات جهت تعیین موقعیت مرکز محور در این حالت با موقعیت تعادلی مرکـز محـور در حالت استاتیکی و پروفیل فشار مربوطه بدست آمده در بخش (۳-۲) آغاز می‌شود. قرارگیری محـور در حالت دینامیکی می‌تواند ناشی از اغتشاش صورت‌گرفته‌شده در سیستم بدلیل تغییر در بارگذاری خارجی، تغییر در دور محور و یا نابالانسی جرمی محور باشد.

یک مقدار زمانی مناسب ΔT به منظور انتگرال‌گیری از معادلات (۲-۳۰) جهت دستیابی بـه مقـادیر متغیرهای سینماتیکی مرکز محور و متغیر فشار درنظرگرفته می‌شود. در هر مرحلـه زمـانی Nام مقـادیر بدست‌آمده $\left[x, y, \dot{x}, \dot{y}, \Psi_i, i = 1,2,\ldots,n_f\right]$ به عنوان نقطه شروع انتگرال‌گیری بـرای مرحلـه $(N+1)$ام در نظرگرفته می‌شوند. بنابراین:

$$\left[x, y, \dot{x}, \dot{y}, \Psi_i, i = 1,2,\ldots,n_f\right]_{N+1} = \left[x, y, \dot{x}, \dot{y}, \Psi_i, i = 1,2,\ldots,n_f\right]_N + \Delta\left[x, y, \dot{x}, \dot{y}, \Psi_i, i = 1,2,\ldots,n_f\right]_N \qquad (۳-۲)$$

که $\Delta\left[x, y, \dot{x}, \dot{y}, \Psi_i, i = 1,2,\ldots,n_f\right]_N$ تغییرات مقادیر بدست‌آمده در مرحله زمانی Nام می‌باشد.

مطابق با الگوریتم ارائه شده در شکل (۳-۱) رفتار سیستم در حالت دینامیکی را می‌توان با اعمال هرگونه شرایط اولیه متغیرهای سینماتیکی مرکز محور، مورد بررسی قرارداد. جزئیات بلوک – ۲ در شکل(۳-۵) نشان‌داده شده است. در کار حاضر روش رانگ – کاتا جهت انتگرال‌گیری از معادلات (۲-۳۰) بکارگرفته می‌شود و مقدار $\Delta T = \pi/300$ پیشنهاد می‌گردد.



شکل(۳-۴): الگوریتم تعیین موقعیت مرکز محور با بار مشخص

زیربرنامه DYNAMIC، مشتقات $\dot{\Psi}_i (i = 1,2,...,n_f)$ را برای روش انتگرال‌گیری پیشنهادی محاسبه می‌کند که در شکل (۳-۶) نشان داده شده است.

در هر مرحله زمانی روش گوس- سایدل[1] جهت حل دستگاه معادلات (۲-۲۶) به منظور دستیابی بـه متغیر $\dot{\Psi}_i (i = 1,2,...,n_f)$ بکارگرفته می‌شود. در شکل (۳-۷) جزئیات روش محاسباتی برای محاسبه $\{\dot{\Psi}\}$ نشان‌داده شده است. در این روش ماتریس ضرایب $[F]$ در معادله (۲-۲۶) را با تقسیم تمام ضرایب ردیف iام به $f_{i,i}, (i = 1,2,...n_f)$ نرمال می‌شود تا ماتریس ضرایب جدید $[F']$ به صورت

$$[F'] = \begin{bmatrix} 1 & f'_{1,2} & . & . & . & f'_{1,n_f} \\ & 1 & . & . & . & f'_{2,n_f} \\ . & . & & . & & . \\ . & . & & . & & . \\ . & . & & . & & . \\ f'_{n_f,1} & f'_{n_f,2} & . & . & . & 1 \end{bmatrix} \qquad (۳-۳)$$

بدست آید. در این ماتریس $f'_{i,j} = f_{i,j} / f_{i,i}$ می‌باشد.

ضرایب ماتریس $\{V_q\}$ نیز به $f_{i,i}$ تقسیم می‌شوند تا $\{V'_q\}$ بدست آید. لذا $V'_{q_i} = V_{q_i} / f_{i,i}$

بردار $\{\dot{\Psi}\}$ بعد از تکرار Kام به صورت زیر اصلاح می‌شود:

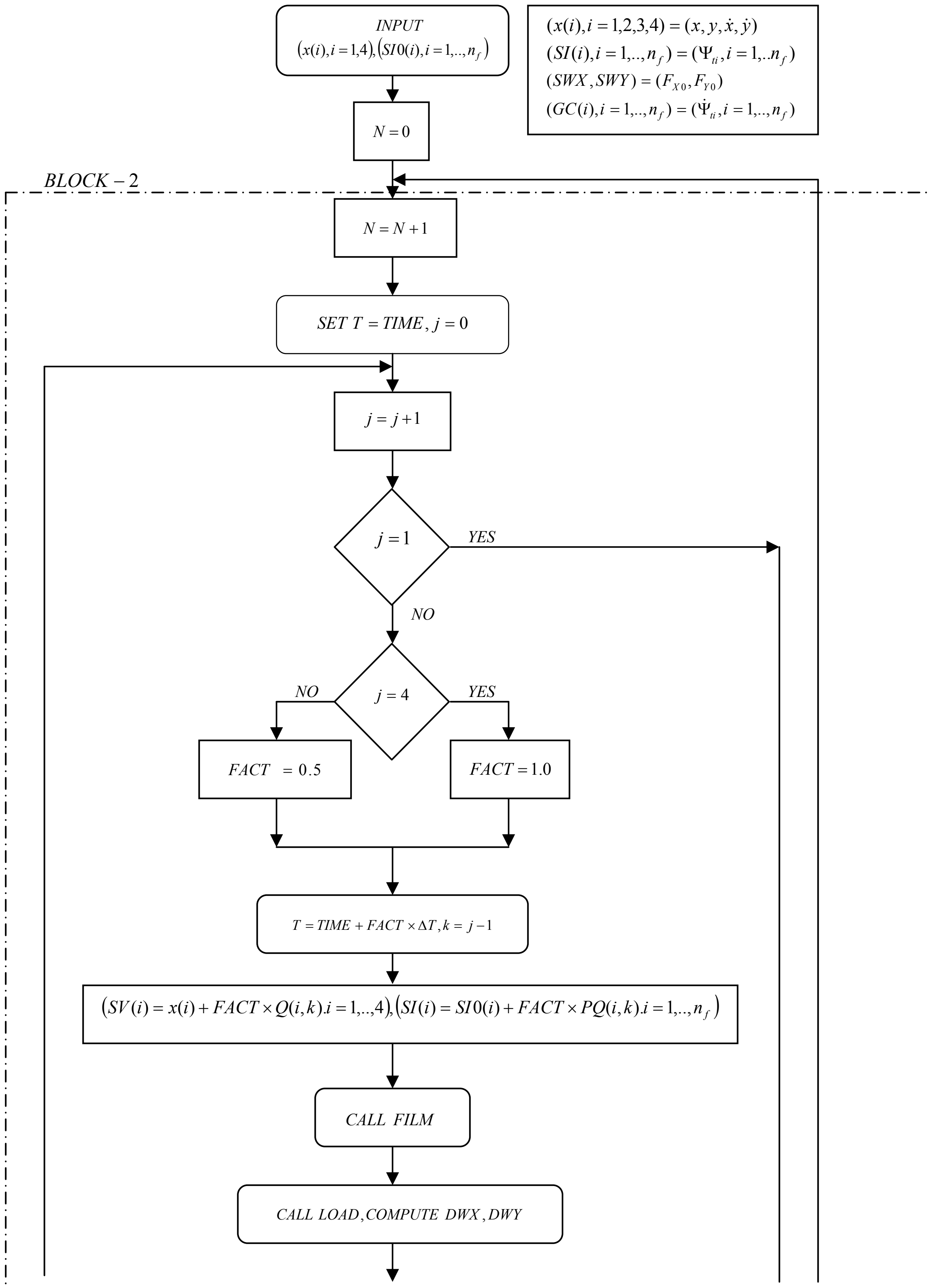
$$\dot{\Psi}_{i,K+1} = V'_{q_i} - \left[\sum_{j=1}^{i-1} f'_{i,j} \dot{\Psi}_{j,K+1} + \sum_{j=i+1}^{n_f} f'_{i,j} \dot{\Psi}_{j,K} \right] \qquad i = 1,2,....n_f \qquad (۴-۳)$$

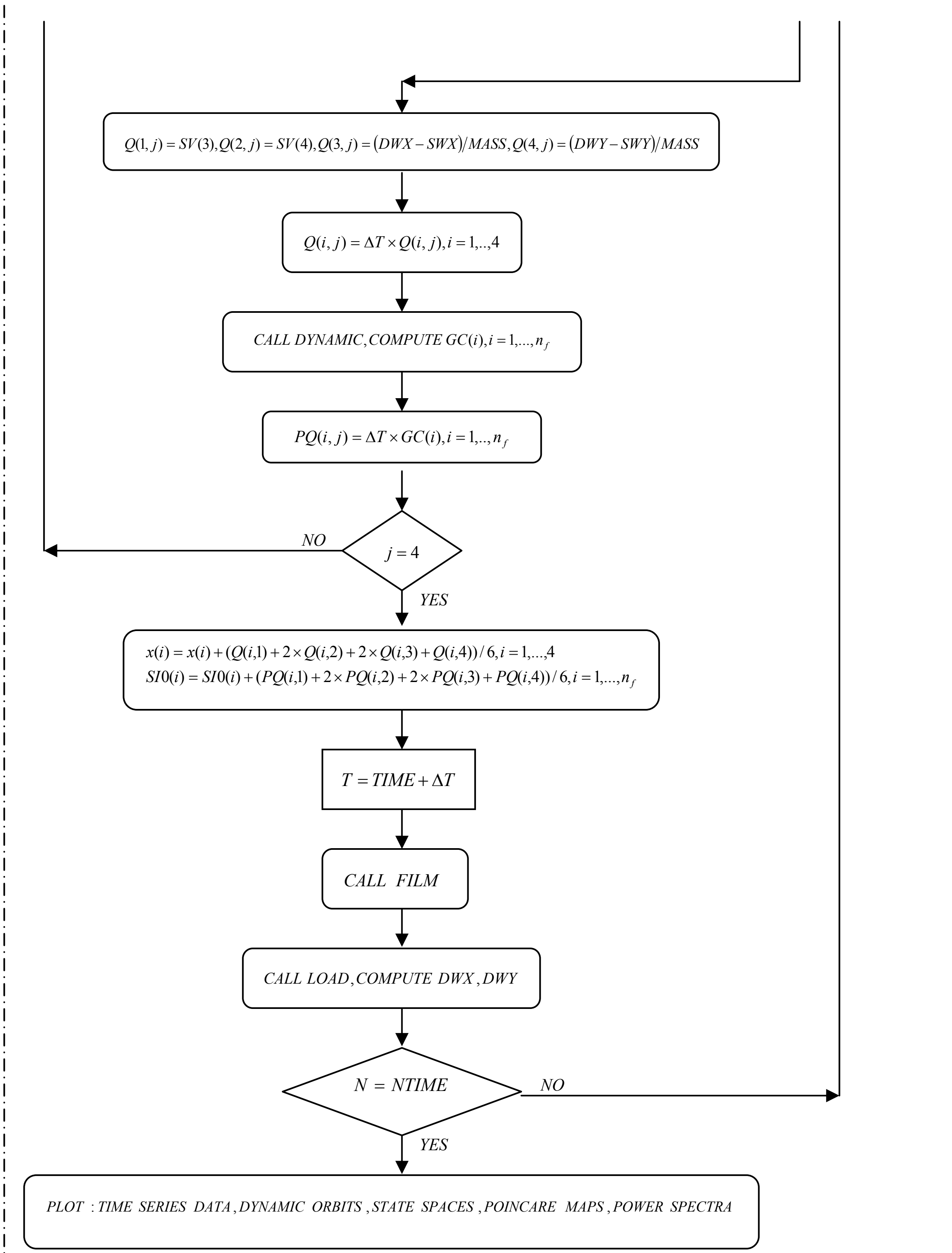
تا حل تقریبی جدید

$$[\dot{\Psi}]_{K+1} = [\dot{\Psi}_1, \dot{\Psi}_2, ...\dot{\Psi}_{n_f},]_{K+1} \qquad (۵-۳)$$

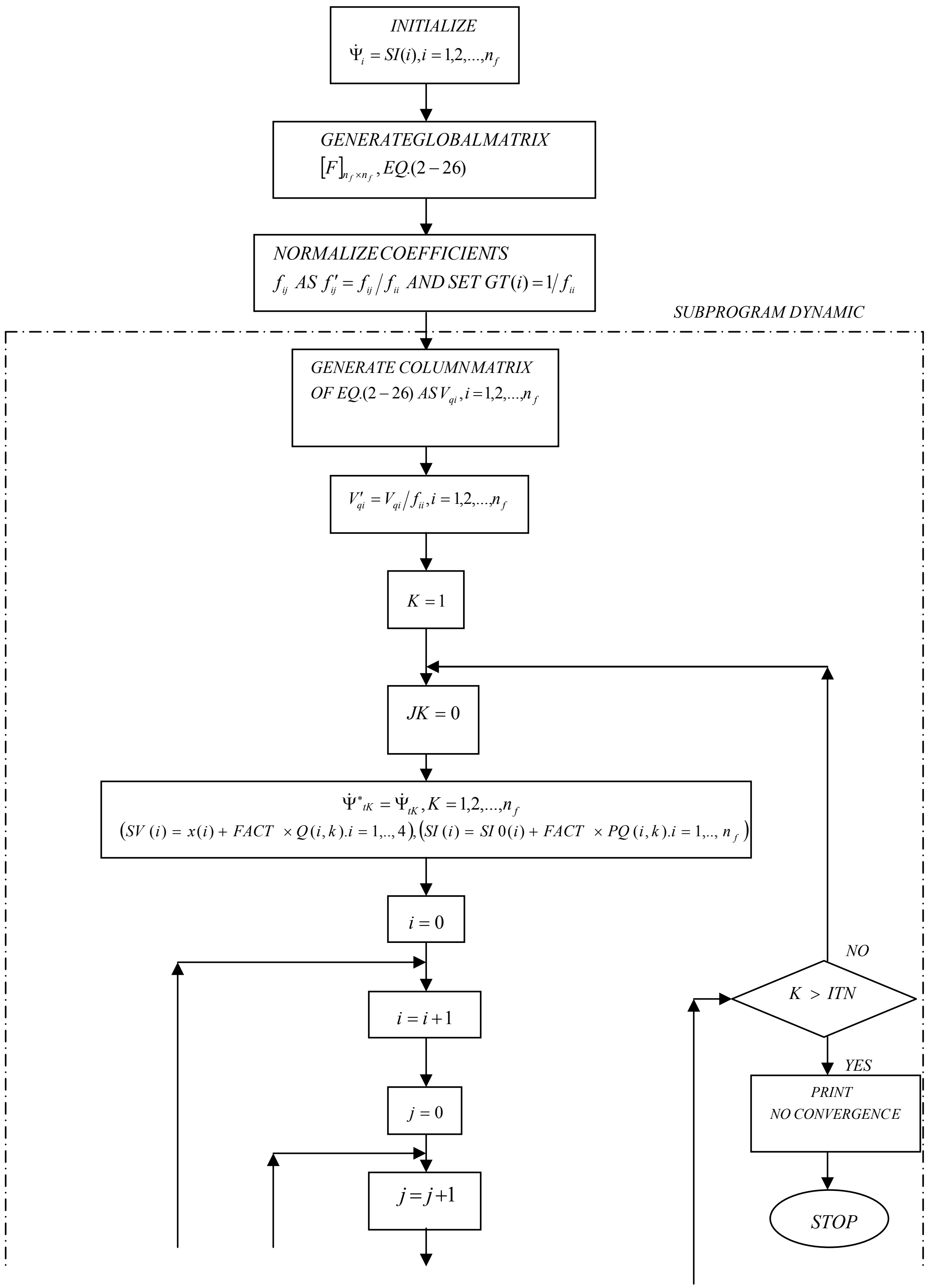
بدست آید.

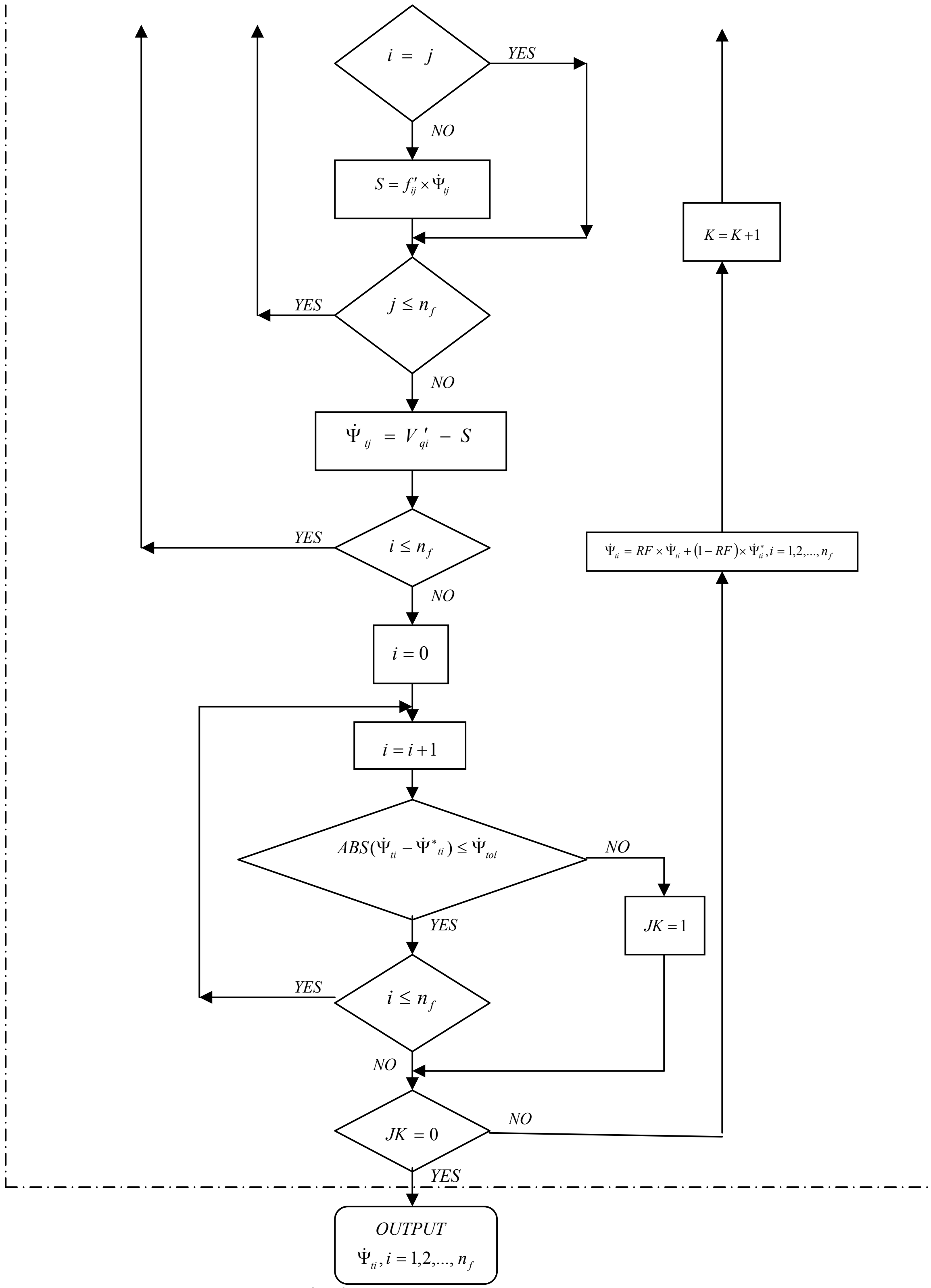
[1] . Gauss-Siedel


INPUT
$(x(i), i=1,4), (SI0(i), i=1,..,n_f)$
$(x(i), i=1,2,3,4) = (x, y, \dot{x}, \dot{y})$
$(SI(i), i=1,..,n_f) = (\Psi_{ti}, i=1,..n_f)$
$(SWX, SWY) = (F_{X0}, F_{Y0})$
$(GC(i), i=1,..,n_f) = (\dot{\Psi}_{ti}, i=1,..,n_f)$
$N=0$
$BLOCK-2$
$N=N+1$
$SET\ T=TIME, j=0$
$j=j+1$
$j=1$
YES
NO
$j=4$
NO
YES
$FACT=0.5$
$FACT=1.0$
$T=TIME+FACT\times\Delta T, k=j-1$
$(SV(i)=x(i)+FACT\times Q(i,k).i=1,..,4), (SI(i)=SI0(i)+FACT\times PQ(i,k).i=1,..,n_f)$
CALL FILM
CALL LOAD, COMPUTE DWX, DWY



شکل (۳-۵): جزئیات بلوک – ۲


INITIALIZE
$\dot{\Psi}_i = SI(i), i = 1,2,\dots,n_f$
GENERATEGLOBALMATRIX
$[F]_{n_f \times n_f}, EQ.(2-26)$
NORMALIZECOEFFICIENTS
f_{ij} AS $f'_{ij} = f_{ij}/f_{ii}$ AND SET $GT(i) = 1/f_{ii}$
SUBPROGRAM DYNAMIC
GENERATE COLUMNMATRIX
OF EQ.(2-26) AS $V_{qi}, i = 1,2,\dots,n_f$
$V'_{qi} = V_{qi}/f_{ii}, i = 1,2,\dots,n_f$
$K = 1$
$JK = 0$
$\dot{\Psi}^*_{tK} = \dot{\Psi}_{tK}, K = 1,2,\dots,n_f$
$(SV(i) = x(i) + FACT \times Q(i,k).i = 1,..,4), (SI(i) = SI0(i) + FACT \times PQ(i,k).i = 1,..,n_f)$
$i = 0$
$i = i+1$
$j = 0$
$j = j+1$
NO
$K > ITN$
YES
PRINT
NO CONVERGENCE
STOP



شکل (۳-۶): الگوریتم محاسبه مشتقات $\{\dot{\Psi}_t\}$

معیار همگرائی بکارگرفته‌شده روی مقادیر گره‌ای $\{\dot{\Psi}\}$ به صورت

$$\left|\dot{\Psi}_{i,K+1}-\dot{\Psi}_{i,K}\right| \le \dot{\Psi}_{tol} \qquad i=1,2,\dots n_f \tag{۳-۶}$$

می‌باشد که در کار حاضر مقدار $\dot{\Psi}_{tol}=10^{-6}$ درنظرگرفته شده است.

به منظور سریع همگراشدن، از مقادیر $\dot{\Psi}_i$ بدست‌آمده در دو مرحله نهایی برای محاسبه $\dot{\Psi}_{i,K+1}$ معادله (۳-۴) استفاده می‌شود. این مقادیر با در نظرگرفتن ضریب وزنی RF در معادله (۳-۴) به صورت

$$\dot{\Psi}_{j,K}=RF\times\dot{\Psi}_{j,K}+(1-RF)\times\dot{\Psi}_{j,(K-1)} \tag{۳-۷}$$

بکارگرفته می‌شوند. در کار حاضر مقدار این ضریب ۰/۵ درنظرگرفته شده است.

۳-۵ صحه‌گذاری بر روی نتایج

جهت اطمینان از عملکرد صحیح برنامه تهیه شده جهت دستیابی به اهداف ارائه شده، نتایج در دو مرحله مورد ارزیابی قرار می‌گیرند. از آنجا که نقطه شروع محاسبات تعیین موقعیت تعادلی محور تحت شرایط کاری درنظرگرفته‌شده می‌باشد، لذا مقایسه‌ای بین نتایج بدست‌آمده و نتایج گزارش شده در مرجع [۵۸] صورت‌گرفته است. مقایسه بین دو نتایج در جدول (۳-۱) آورده شده است. تطابق خوبی بین نتایج مشاهده می‌شود که حاکی از عملکرد صحیح برنامه کامپیوتری تا این مرحله می‌باشد.

جهت ارزیابی نتایج در حالت دینامیکی، مطابق با کارهای ارائه شده توسط وانگ و همکارانش، روش تفاضل محدود به منظور حل معادله رینولدز بکارگرفته می‌شود و بجای استفاده از روش رانگ-کاتا جهت دستیابی به مقادیر جابجایی، سرعت و شتاب مرکز محور، معادلات جابجایی، سرعت و شتاب در جهات افقی و عمودی نوشته می‌شود تا در ابتدا شتاب سپس سرعت و در نهایت جابجایی محور در مراحل مختلف زمانی بدست آورده شود [۱۰۰، ۱۰۵-۱۰۶].

جدول (۳-۱) مقایسه نتایج در حالت استاتیکی

*نتایج بدست‌آمده در مرجع [۵۸] $\lambda = 1, \delta = 0.5$						
Λ	W_0	TYPE	X_{j0}	Y_{j0}	X^*_{j0}	Y^*_{j0}
0.1	0.01	Two- lobe	0.244	-0.002	0.257	-0.002
		Three- lobe	0.217	-0.005	0.223	-0.004
		Four- lobe	0.233	-0.003	0.240	-0.004
0.5	0.05	Two- lobe	0.242	-0.014	0.254	-0.014
		Three- lobe	0.218	-0.014	0.224	-0.018
		Four- lobe	0.232	-0.015	0.238	-0.023
1	0.1	Two- lobe	0.236	-0.026	0.246	-0.028
		Three- lobe	0.216	-0.035	0.222	-0.044
		Four- lobe	0.232	-0.032	0.234	-0.046
2	0.2	Two- lobe	0.217	-0.050	0.224	-0.053
		Three- lobe	0.209	-0.071	0.211	-0.082
		Four- lobe	0.231	-0.081	0.23	-0.085
5	0.5	Two- lobe	0.160	-0.103	0.166	-0.111
		Three- lobe	0.192	-0.146	0.194	-0.147
		Four- lobe	0.227	-0.154	0.231	-0.159
10	1	Two- lobe	0.126	-0.178	0.122	-0.174
		Three- lobe	0.212	-0.200	0.212	-0.215
		Four- lobe	0.268	-0.241	0.277	-0.243
20	2	Two- lobe	0.087	-0.272	0.091	-0.276
		Three- lobe	0.286	-0.324	0.272	-0.323
		Four- lobe	0.380	-0.406	0.375	-0.400

در جدول (۳-۲) مقایسه‌ای بین نتایج بدست‌آمده از این دو روش تحت شرایط درنظرگرفته‌شده در حالت دینامیکی صورت‌گرفته است. مشاهده می‌شود که تطابق خوبی بین نتایج بدست‌آمده از این دو روش وجود دارد و صحت الگوریتم و برنامه کامپیوتری نوشته شده بر اساس آن را تایید می‌کند.

جدول (۳-۲) مقایسه نتایج بدست‌آمده با روشهای تفاضل محدود (FDM[1]) و اجزاء محدود (FEM[2]) در حالت دینامیکی

$\overline{W}_0 = 506.5N,\ \overline{m}_r = 25.8Kg$ $\lambda = 1,\ \Lambda = 20,\ \overline{\rho} = 0.001mm$								
Type	Preload	Methods	x			y		
			$\tau = 10$	$\tau = 100$	$\tau = 1000$	$\tau = 10$	$\tau = 100$	$\tau = 1000$
Two-lobe	0.4	FEM	-0.041972	-0.036867	0.062038	0.025430	-0.019359	-0.015659
		FDM	-0.041974	-0.035860	0.061688	0.024744	-0.019265	-0.015123
	0.5	FEM	0.070029	-0.087053	0.002880	0.012823	-0.004511	-0.013407
		FDM	0.068351	-0.086471	0.003743	0.013035	-0.004903	-0.013310
Three-lobe	0.4	FEM	0.028359	-0.003712	0.032841	0.011121	-0.026038	-0.001293
		FDM	-0.028234	-0.003483	0.032571	0.010846	-0.025769	-0.001100
	0.5	FEM	0.007453	-0.068915	0.028037	0.048758	-0.046692	-0.047228
		FDM	0.006315	-0.068272	0.028657	0.048503	-0.047095	-0.046474
Four-lobe	0.4	FEM	-0.023384	-0.001091	0.025544	0.005796	-0.021814	0.004614
		FDM	-0.023120	-0.000923	0.025179	0.005398	-0.021432	0.004777
	0.5	FEM	-0.004808	-0.047774	0.039389	0.051686	-0.056584	-0.020057
		FDM	-0.006051	-0.046378	0.039635	0.050113	-0.056449	-0.018700

1 . Finite difference method
2 . Finite element method

۳-۶ معرفی ابزارها جهت تحلیل نتایج

در فصل‌های بعدی با توجه به الگوریتم ارائه شده در این فصل و بکارگیری برنامه کامپیوتری، رفتار دینامیکی در سیستم یاتاقان‌های گازی غیرمدور دو-لب، سه-لب و چهار-لب مورد بررسی قرار می‌گیرد. تعداد ۶۰۰۰۰۰ مرحله زمانی از داده‌های بدست‌آمده در سری زمانی بکارگرفته نمی‌شوند تا با صرفنظر از حالت گذرای سیستم، رفتار آن در حالت پایدار دینامیکی مورد تجزیه و تحلیل قرارگیرد.

از ابزارهایی نظیر مدار دینامیکی و فضای حالت به منظور بررسی میزان نظم در رفتار سیستم استفاده می‌شود. جهت بررسی فرکانس‌های غالب در سیستم، همچنین تشخیص رفتار سیستم، طیف‌های توانی در راستاهای افقی و عمودی بکارگرفته می‌شوند. نگاشت پوانکاره بعنوان ابزاری جهت تشخیص نوع رفتار سیستم استفاده می‌شود. برای رسم آن ابتدا مقطع پوانکاره‌ای که میدان جریان سیستم را قطع کند، درنظرگرفته می‌شود. هر نقطه روی این صفحه، نقطه‌ای از سری زمانی با یک بازه زمانی ثابت T است که در سیستم‌های وابسته زمانی معمولاً T همان دوره تناوب نیروی محرک خارجی است. تصویر مقطع پوانکاره روی صفحه $x-y$ اشاره به نگاشت پوانکاره در سیستم دینامیکی مورد نظر دارد. از نقاط بدست‌آمده در نگاشت پوانکاره به منظور رسم دیاگرام دوشاخگی استفاده می‌شود تا با تغییر پارامترهای درنظرگرفته شده برای سیستم، چگونگی وقوع تغییرات کیفی که در رفتار آن اتفاق می‌افتد، مشاهده شود.

فصل چهارم

ارائه نتایج و بررسی رفتارهای دینامیکی در سیستم یاتاقان گازی غیرمدور دو-لب

۴-۱ مقدمه

در این فصل با توجه به الگوریتم ارائه شده در فصل سوم رفتار سیستم در حالتی که محور روی دو یاتاقان گازی غیرمدور دو-لب نگهداری می‌شود، مورد بررسی قرار می‌گیرد. اطلاعات بکارگرفته شده در این بررسی عبارتند از [۱۰۰،۱۰۵]:

شعاع محور $\overline{R} = ۰/۰۵\, m$، لقی شعاعی $\overline{C} = ۳\times ۱۰^{-۵}\, m$، لزجت روانکار $\overline{\mu} = ۱/۸\times ۱۰^{-۵}\, kg/ms$

در بخش‌های (۴-۲) و (۴-۳) نتایج برای حالتی که سیستم به طور کامل بالانس باشد به ترتیب برای نسبت طول به قطرهای ۱ ([۵۶-۵۸] و [۲۶-۲۲]) و ۱/۵ ([۱۰۰،۱۰۵]) مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین نتایج برای حالتی که نابالانسی جرمی در سیستم وجود داشته باشد، به ترتیب برای نسبت‌های طول به قطر ۱ و ۱/۵ در بخش‌های (۴-۴) و (۴-۵) مورد مطالعه قرار می‌گیرد.

در بخش‌های مذکور پارامترهایی نظیر عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود، در این دو نسبت طول به قطر تحت شرایطی که محور به طور کامل بالانس باشد و یا نابالانسی جرمی برای آن درنظرگرفته شود، مورد بررسی قرارگرفته تا نواحی که در آن رفتارهای مختلف با تغییر پارامترهای مذکور صورت می‌گیرد، شناسایی شود.

۴-۲ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$

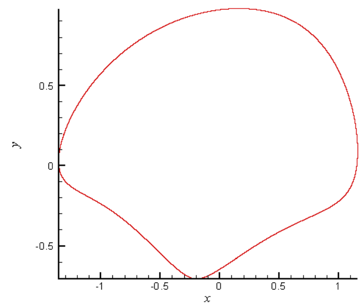
در این بخش با فرض بالانس بودن کامل محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان واحد باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۴-۲-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

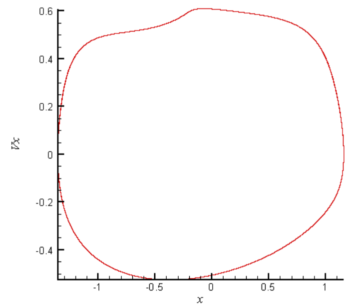
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\,N$ و $\overline{m}_{r} = ۲۵/۸\,kg$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۴-۱-۱- الف، ب) و (۴-۱-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را در اعداد یاتاقان ۱۵ و ۱۹ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این اعداد می‌باشد. شکل‌های (۴-۱-۱- ج، د) و (۴-۱-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای اعداد یاتاقان مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

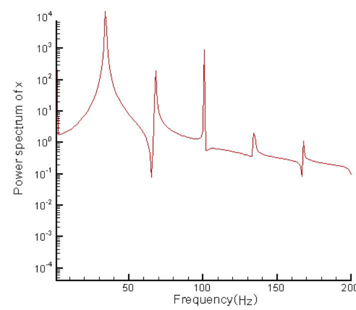
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۴-۲- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، عدد یاتاقان، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که به ازای اعداد یاتاقان کوچکتر از $\Lambda = ۱۴/۸$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده $۱۴/۸ \leq \Lambda \leq ۲۱/۶$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره در اعداد یاتاقان ۱۵ و ۱۹ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۴-۳- الف، ب) وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کنند. با افزایش مجدد عدد یاتاقان از مقدار $\Lambda = ۲۱/۶$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتار نامناسب جلوگیری نمود.



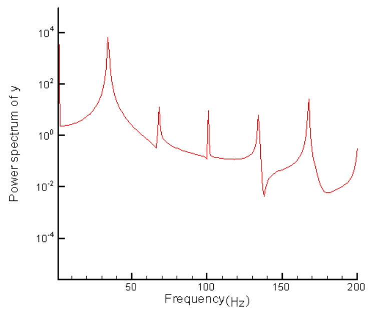
۴-۱-۱- (الف)



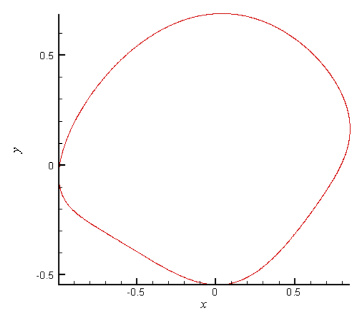
۴-۱-۱- (ب)



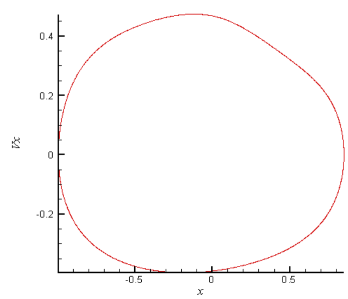
۴-۱-۱- (ج)



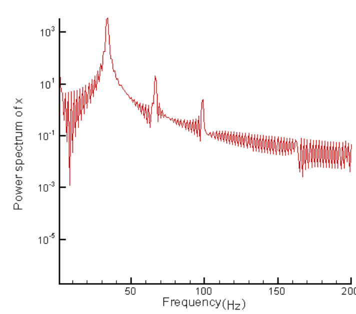
۴-۱-۱- (د)



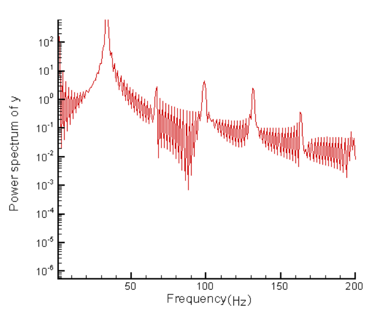
۴-۱-۲- (الف)



۴-۱-۲- (ب)

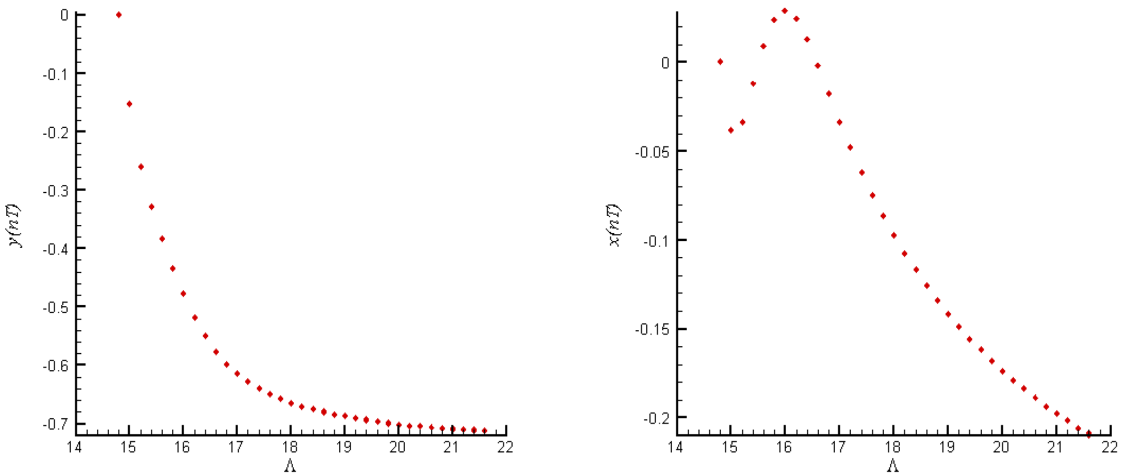


۴-۱-۲- (ج)



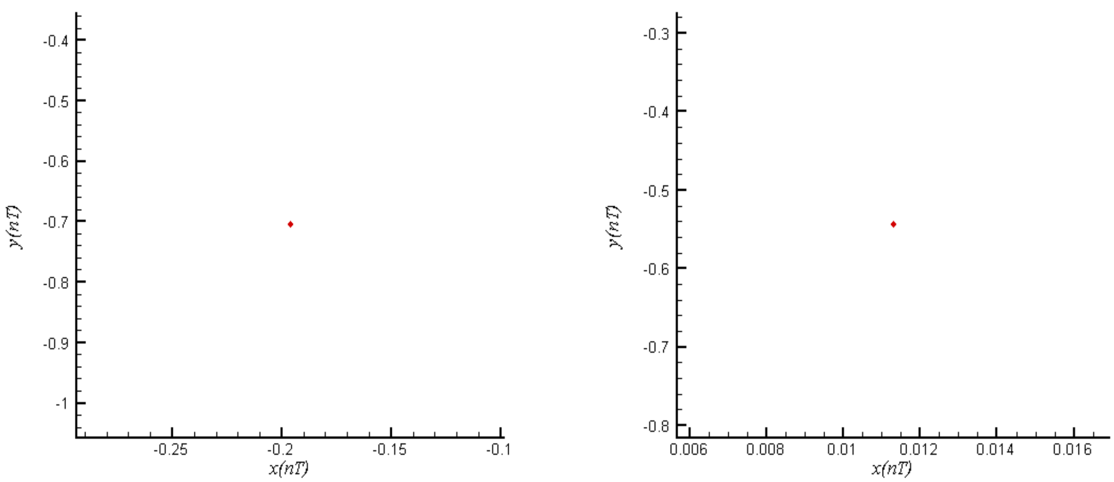
۴-۱-۲- (د)

ادامه شکل (۴-۱): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای ۱۵ = Λ (۴-۱-۱) و ۱۹ = Λ (۴-۱-۲) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = 1, \bar{\rho} = 0$



(ب) (الف)

شکل (۴-۲): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = 1, \bar{\rho} = 0$



(ب) (الف)

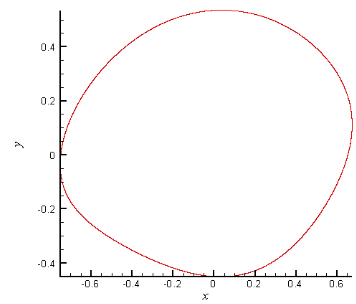
شکل(۴-۳): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda = 15$ (الف) و ۱۹ (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت $\lambda = 1, \bar{\rho} = 0$

۴-۲-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

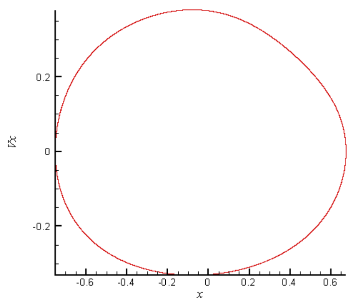
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_. = ۵۰۶/۵\,N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۴-۴-۱- الف، ب) و (۴-۴-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای جرم‌های محور ۱۰ و ۱۵ کیلوگرم نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این اعداد می‌باشد. شکل‌های (۴-۴-۱- ج، د) و (۴-۴-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های مذکور نشان می‌دهد. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

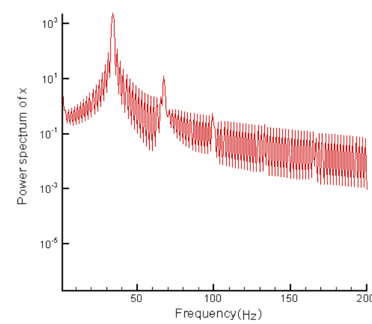
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۴-۵- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، جرم محور، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای مقادیر جرم محور کوچکتر از $\overline{m}_r = ۸/۷۸\,kg$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش جرم محور و قرارگیری آن در محدوده $۸/۷۸ \leq \overline{m}_r \leq ۱۹/۶۲\,kg$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره به ازای جرم‌های محور ۱۰ و ۱۵ کیلوگرم نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۴-۶- الف، ب) وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کنند. با افزایش مجدد جرم محور از مقدار $\overline{m}_r = ۱۹/۶۲\,kg$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتار نامناسب جلوگیری نمود.



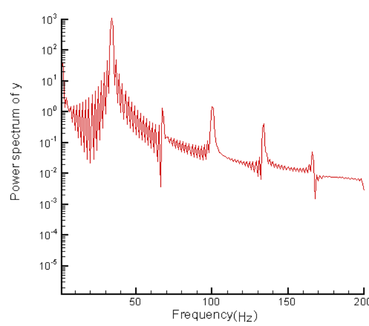
۴-۴-۱- (الف)



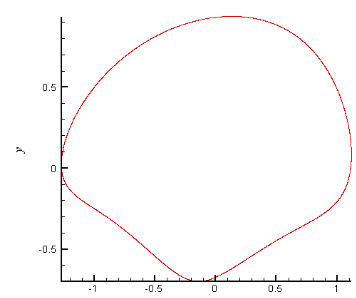
۴-۴-۱- (ب)



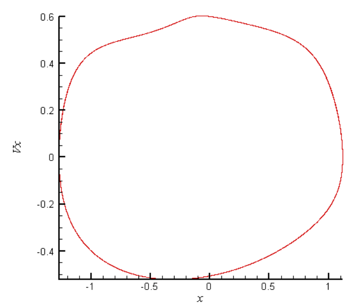
۴-۴-۱- (ج)



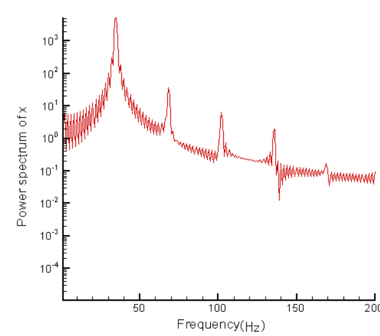
۴-۴-۱- (د)



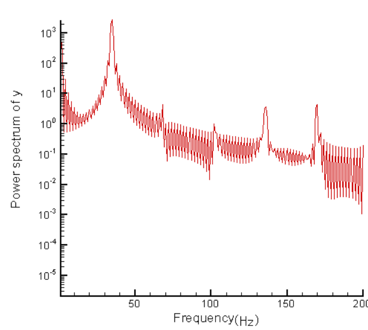
۴-۴-۲- (الف)



۴-۴-۲- (ب)

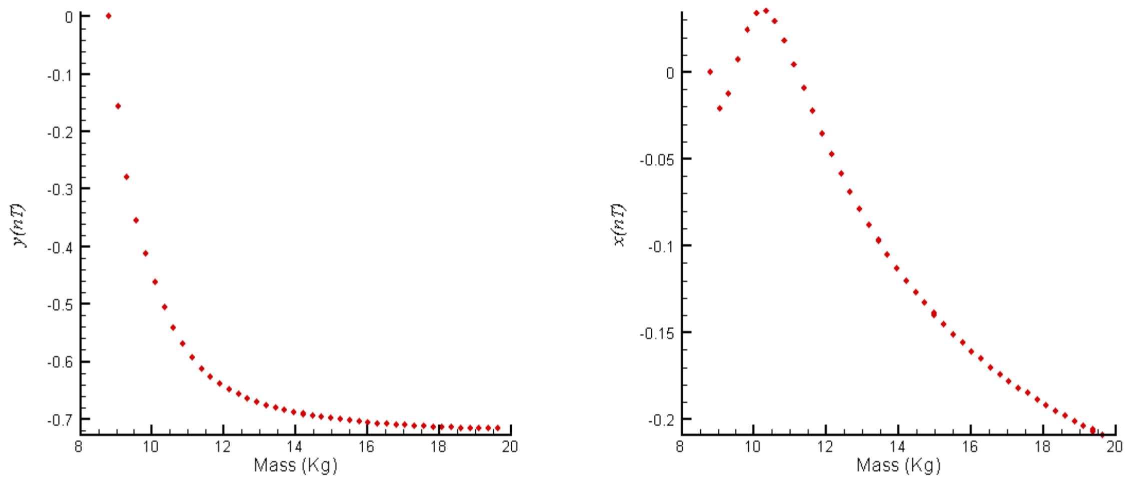


۴-۴-۲- (ج)



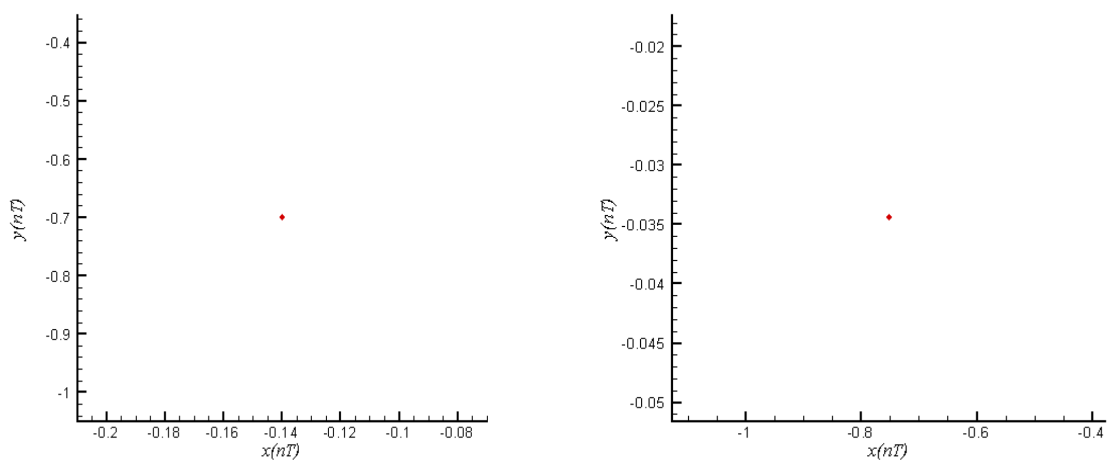
۴-۴-۲- (د)

شکل(۴-۴): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = ۱۰kg$ (۴-۴-۱) و $\overline{m}_r = ۱۵kg$ (۴-۴-۲) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۴-۵): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = 1, \overline{\rho} = 0$



(ب) (الف)

شکل(۴-۶): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m}_r = 10$ (الف) و ۱۵ (ب) کیلوگرم برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط

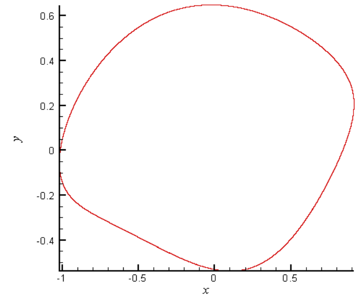
$\lambda = 1, \overline{\rho} = 0$

۴-۲-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

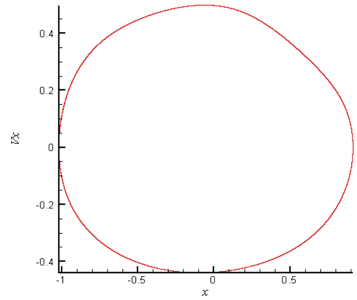
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\,N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار جرم محور برابر با $\overline{m}_{r} = ۲۵/۸\,kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می-گیرد.

شکل‌های (۴-۷-۱- الف، ب) و (۴-۷-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقادیر پریلود ۰/۵۲ و ۰/۵۶ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این اعداد می‌باشد. شکل‌های (۴-۷-۱- ج، د) و (۴-۷-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای مقادیر پریلود مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

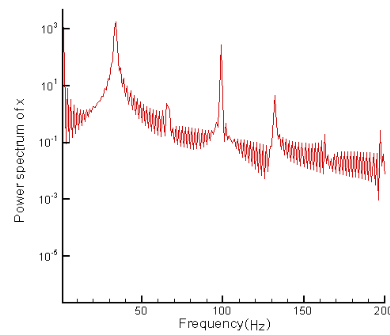
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۴-۸- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، پریلود، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۴۹۸$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۴۹۸ \leq \delta \leq ۰/۵۶۸$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره به ازای مقادیر پریلود ۰/۵۲ و ۰/۵۶ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۴-۹- الف، ب) وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کنند. با افزایش مجدد مقدار پریلود از $\delta = ۰/۵۶۸$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری کرد.



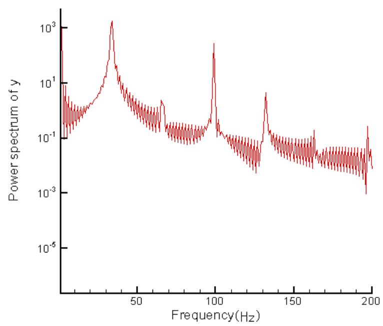
۴-۷-۱- (الف)



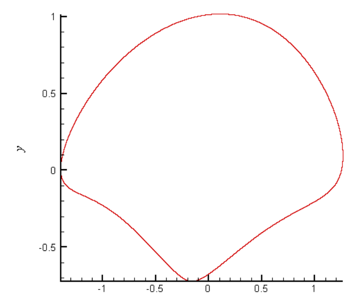
۴-۷-۱- (ب)



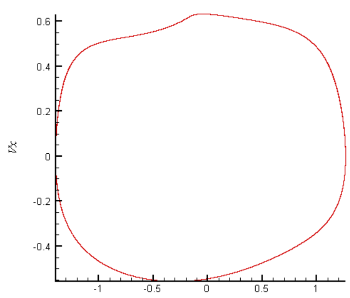
۴-۷-۱- (ج)



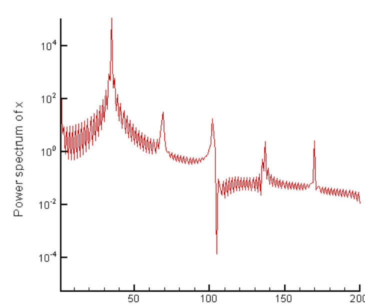
۴-۷-۱- (د)



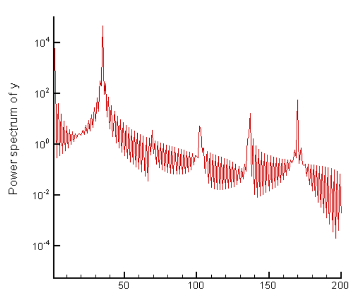
۴-۷-۲- (الف)



۴-۷-۲- (ب)

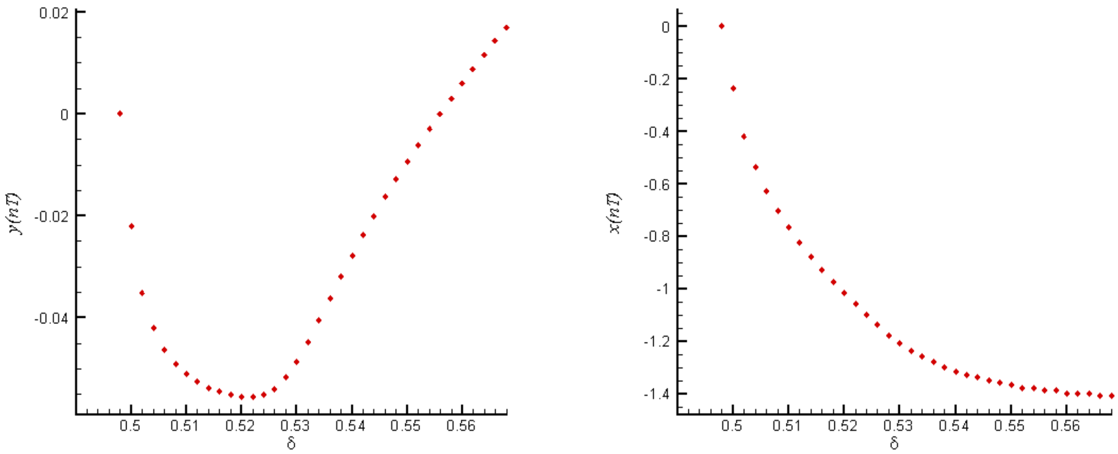


۴-۷-۲- (ج)



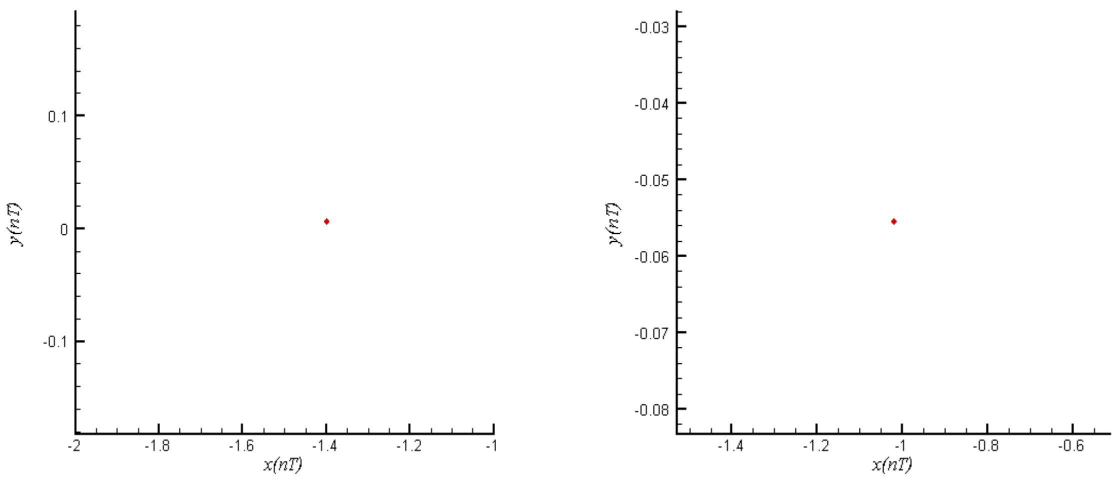
۴-۷-۲- (د)

شکل(۴-۷): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta = ۰/۵۲$ (۴-۷-۱) و $\delta = ۰/۵۶$ (۴-۷-۲) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۴-۸): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل(۴-۹): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\delta = ۰/۵۲$ (الف) و $۰/۵۶$ (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰$

۴-۳ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$

در این بخش با فرض بالانس بودن کامل محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان ۱/۵ باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

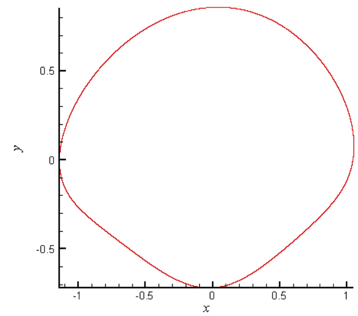
۴-۳-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\overline{m}_{r} = ۲۵/۸\, kg$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

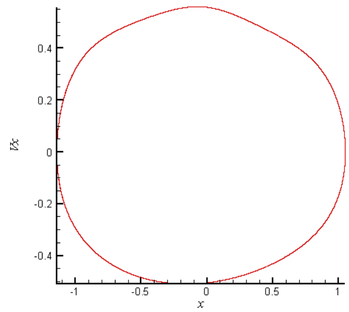
شکل‌های (۴-۱۰-۱- الف، ب) مدار دینامیکی و فضای حالت را در عدد یاتاقان $\Lambda = ۲۰$ نشان می‌دهند. وقوع رفتار منظم به ازای این مقدار از عدد یاتاقان مشاهده می‌شود. همانطور که در شکل‌های (۴-۱۰-۲- الف، ب) نشان‌داده شده است، با افزایش عدد یاتاقان به $\Lambda = ۲۷$ میزان نظم در رفتار سیستم کاهش می‌یابد.

شکل‌های (۴-۱۰-۱- ج، د) و (۴-۱۰-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای اعداد یاتاقان ۲۰ و ۲۷ نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد از یاتاقان نشان می‌دهند.

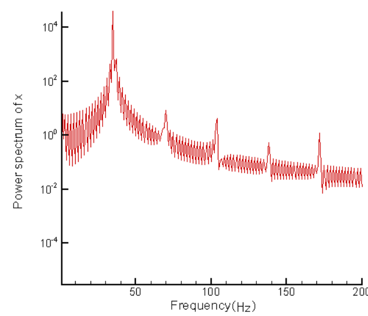
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۴-۱۱- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، عدد یاتاقان، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای مقادیر عدد یاتاقان کوچکتر از $\Lambda = ۱۶/۲$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده $۱۶/۲ \leq \Lambda < ۲۵/۸$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای عدد یاتاقان $\Lambda = ۲۰$ نشان‌داده‌شده در شکل (۴-۱۲- الف) وقوع چنین رفتاری را تایید می‌کند. در محدوده $۲۵/۸ \leq \Lambda < ۲۷/۶$ سیستم رفتار دو-پریودیکی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره نشان‌داده‌شده در شکل (۴-۱۲- ب) با حضور دو نقطه به ازای عدد یاتاقان $\Lambda = ۲۷$، وقوع چنین رفتاری را تایید می‌کند. با افزایش مجدد عدد یاتاقان از مقدار $\Lambda = ۲۷/۶$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب خود از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



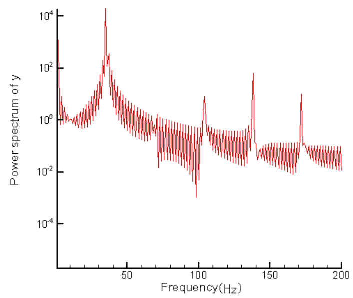
۴-۱۰-۱- (الف)



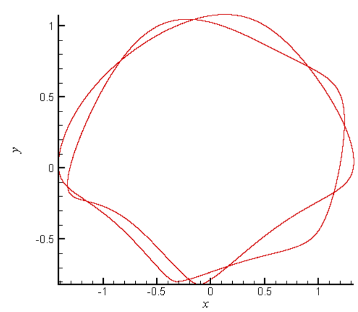
۴-۱۰-۱- (ب)



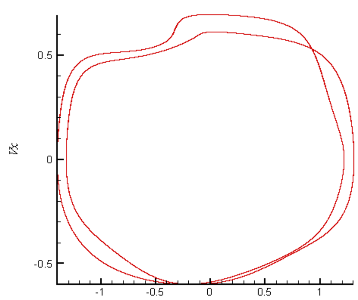
۴-۱۰-۱- (ج)



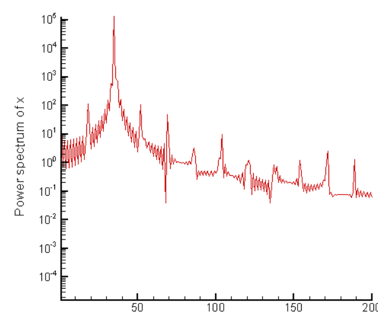
۴-۱۰-۱- (د)



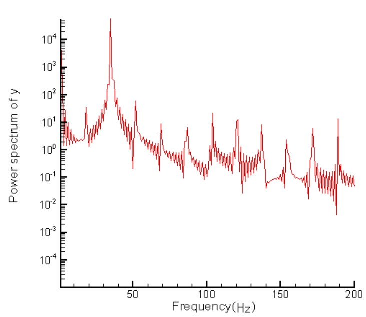
۴-۱۰-۲- (الف)



۴-۱۰-۲- (ب)

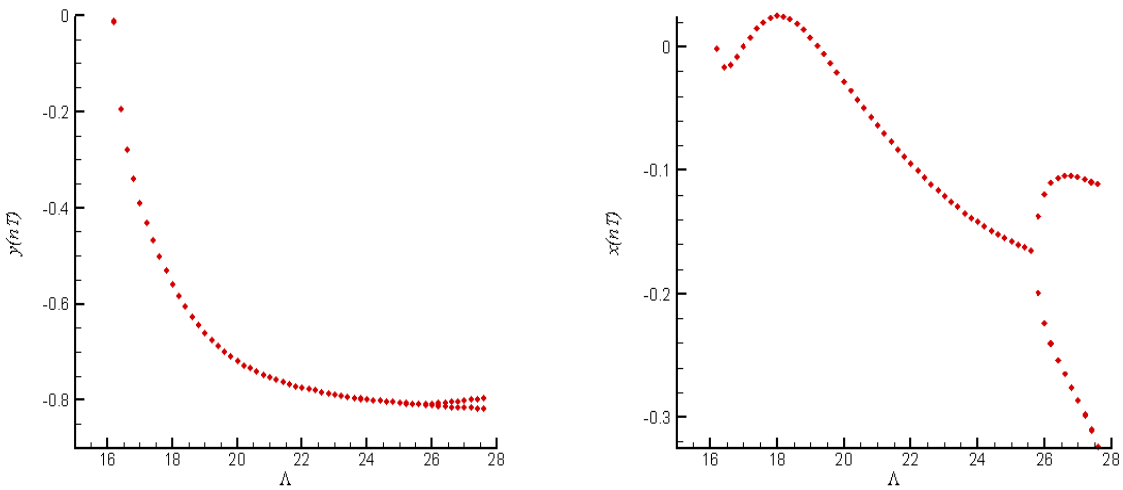


۴-۱۰-۲- (ج)



۴-۱۰-۲- (د)

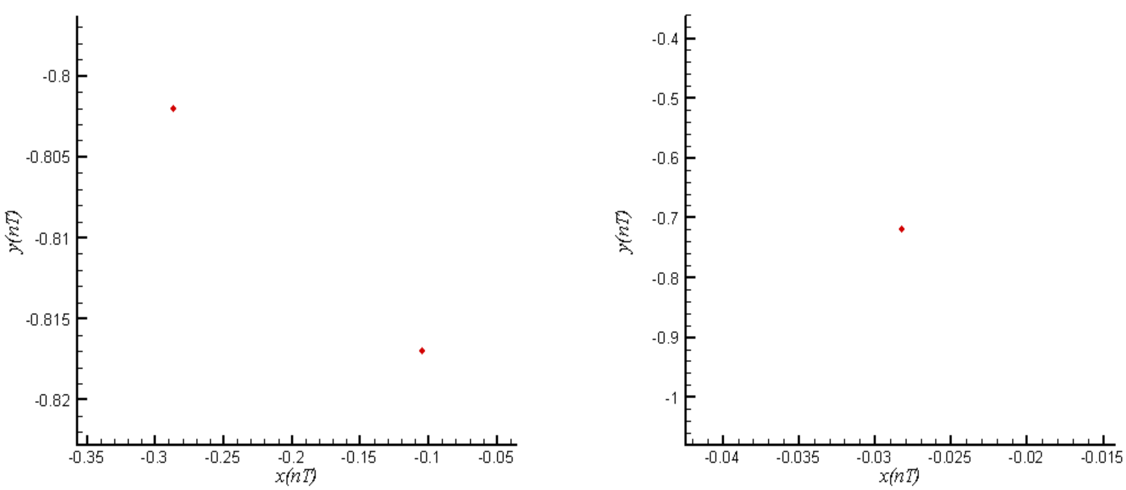
شکل(۴-۱۰): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\Lambda = ۲۰$ (۴-۱۰-۱) و $\Lambda = ۲۷$ (۴-۱۰-۲) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$



(الف) (ب)

شکل (۴-۱۱): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط

$\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$



(الف) (ب)

شکل(۴-۱۲): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda = ۲۰$ (الف) و ۲۷ (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط

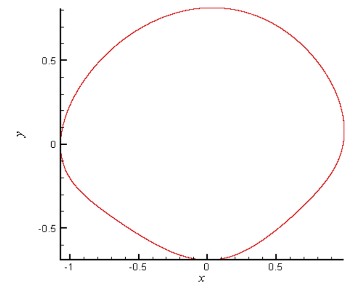
$\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$

۴-۳-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

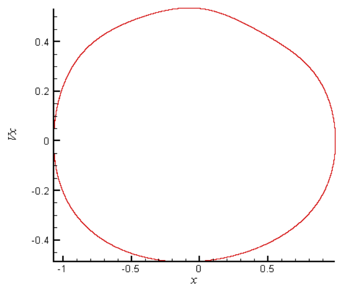
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{\cdot} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۴-۱۳-۱- الف، ب) مدار دینامیکی و فضای حالت را به ازای جرم محور $\overline{m}_r = ۱۵/۵\ kg$ نشان می‌دهند. رفتار منظم در این مقدار از جرم محور مشاهده می‌شود. همانطور که در شکل‌های (۴-۱۳-۲- الف، ب) نشان‌داده شده است، با افزایش جرم محور به $\overline{m}_r = ۳۱\,kg$ نظم در رفتار سیستم کاهش می‌یابد. شکل‌های (۴-۱۳-۱- ج، د) و (۴-۱۳-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های محور مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این مقادیر نشان می‌دهند.

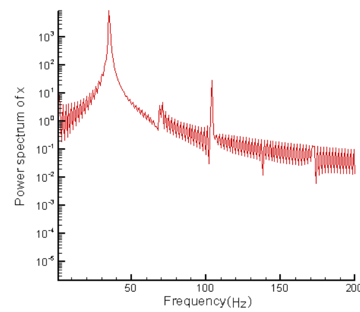
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۴-۱۴- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، جرم محور، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای مقادیر جرم محور کوچکتر از $\overline{m}_r = ۱۰/۸۴\ kg$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش جرم محور و قرارگیری آن در محدوده $۱۰/۸۴ \le \overline{m}_r \le ۲۷/۱۴ kg$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای جرم محور $\overline{m}_r = ۱۵/۵\ kg$ نشان‌داده‌شده در شکل (۴-۱۵- الف) وقوع چنین رفتاری را تایید می‌کند. در محدوده $۲۷/۱۴ < \overline{m}_r \le ۳۱/۲۴\,kg$ سیستم رفتار دو-پریودیکی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره با حضور دو نقطه در شکل (۴-۱۵- ب) به ازای جرم محور $\overline{m}_r = ۳۱\,kg$ وقوع چنین رفتاری را تایید می‌کند. با افزایش مجدد جرم محور از مقدار $\overline{m}_r = ۳۱/۲۴\,kg$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



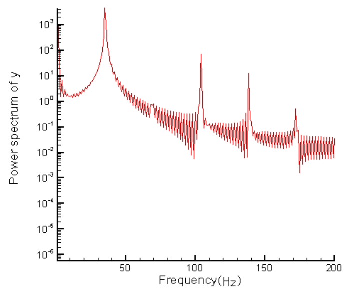
۴-۱۳-۱- (الف)



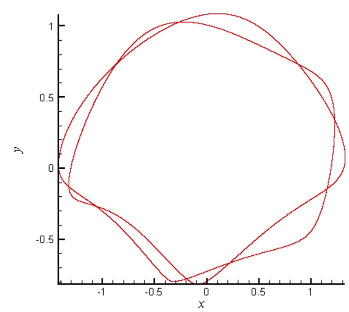
۴-۱۳-۱- (ب)



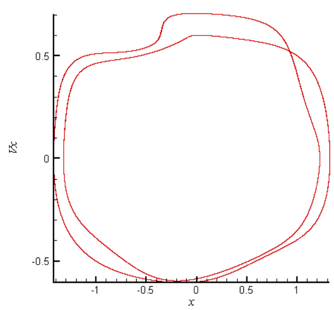
۴-۱۳-۱- (ج)



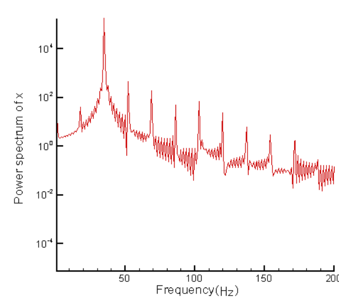
۴-۱۳-۱- (د)



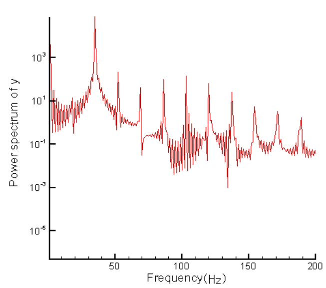
۴-۱۳-۲- (الف)



۴-۱۳-۲- (ب)

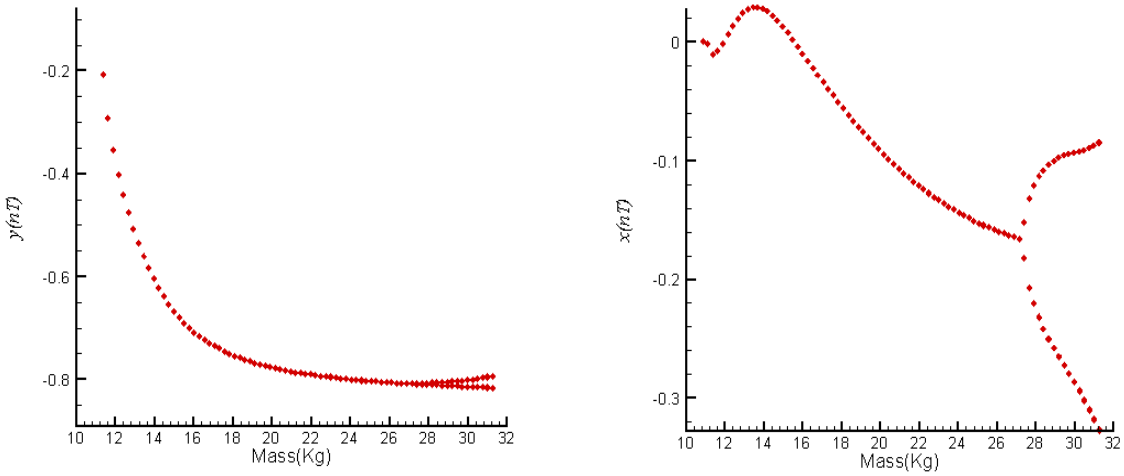


۴-۱۳-۲- (ج)



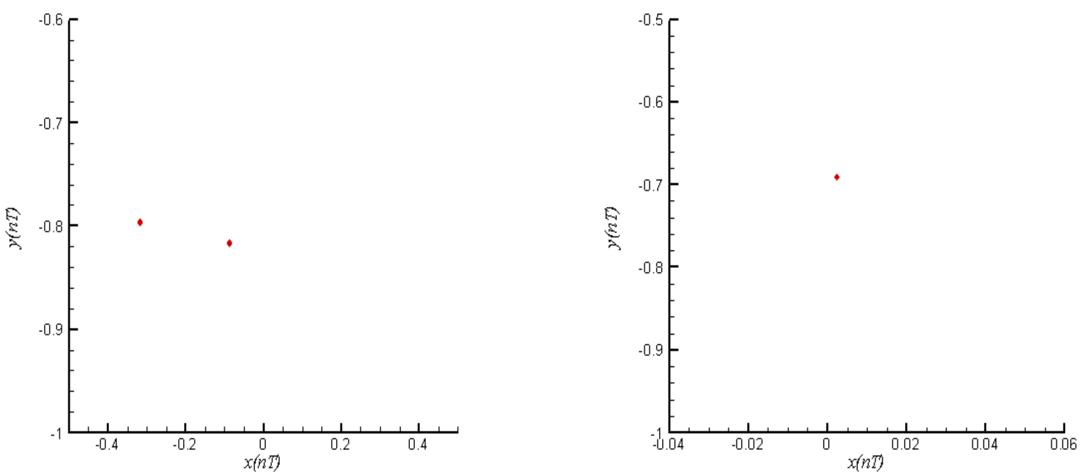
۴-۱۳-۲- (د)

شکل(۴-۱۳): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = ۱۵/۵kg$ (۴-۱۳-۱) و $\overline{m}_r = ۳۱kg$ (۴-۱۳-۲) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۴-۱۴): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda=۱/۵,\bar{\rho}=۰$



(ب) (الف)

شکل(۴-۱۵): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m_r}=۱۵/۵$ (الف) و ۳۱ (ب) کیلوگرم برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط

$\lambda=۱/۵,\bar{\rho}=۰$

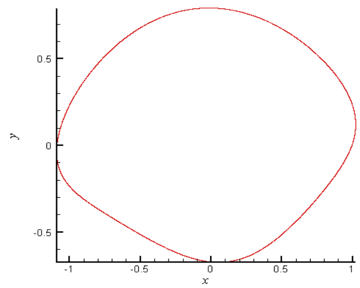
۴-۳-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{\cdot} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین جرم محور برابر با $\overline{m}_{r} = ۲۵/۸\ kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

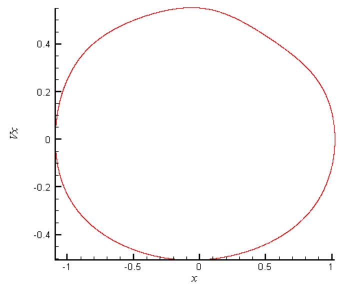
شکل‌های (۴-۱۶-۱- الف، ب) مدار دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقدار پریلود $\delta = ۰/۵۵$ نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای این مقدار از پریلود مشاهده می‌شود. مطابق با شکل‌های (۴-۱۶-۲- الف، ب) با افزایش مقدار پریلود به $\delta = ۰/۶۱$ میزان نظم در رفتار سیستم کاهش می‌یابد.

شکل‌های (۴-۱۶-۱- ج، د) و (۴-۱۶-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای مقادیر پریلود مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این مقادیر نشان می‌دهند.

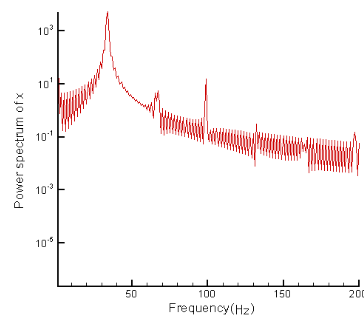
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۴-۱۷- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، پریلود، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۵۲۲$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۵۲۲ \le \delta \le ۰/۶۰۸$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای مقدار پریلود $\delta = ۰/۵۵$ نشان‌داده‌شده در شکل (۴-۱۸- الف) وقوع چنین رفتاری را تایید می‌کند. در محدوده $۰/۶۰۸ < \delta \le ۰/۶۲۲$ سیستم رفتار دو-پریودیکی از خود نشان می‌دهد و نگاشت پوانکاره در شکل (۴-۱۸- ب) به ازای مقدار پریلود $\delta = ۰/۶۱$ وقوع چنین رفتاری را تایید می‌کند. با افزایش مجدد مقدار پریلود از $\delta = ۰/۶۲۲$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب، از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



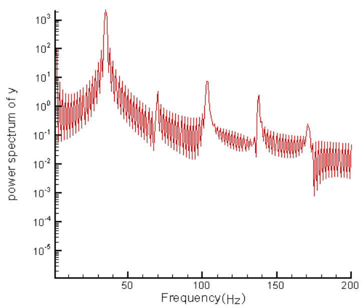
۴-۱۶-۱- (الف)



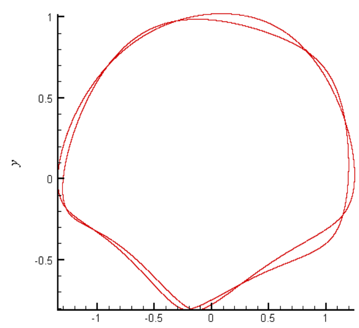
۴-۱۶-۱- (ب)



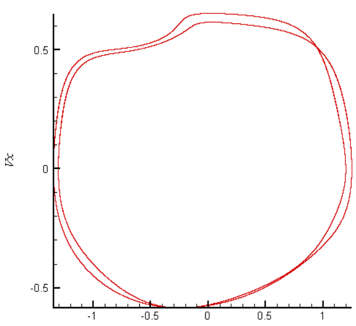
۴-۱۶-۱- (ج)



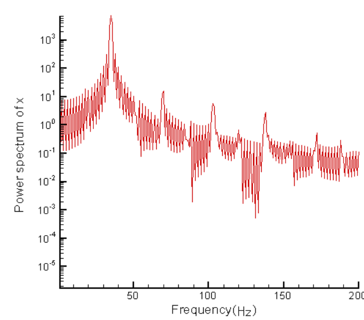
۴-۱۶-۱- (د)



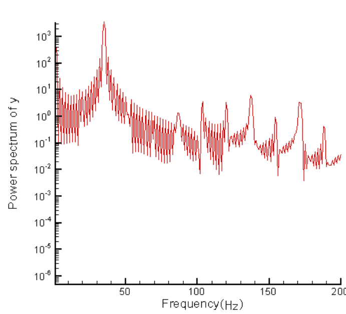
۴-۱۶-۲- (الف)



۴-۱۶-۲- (ب)

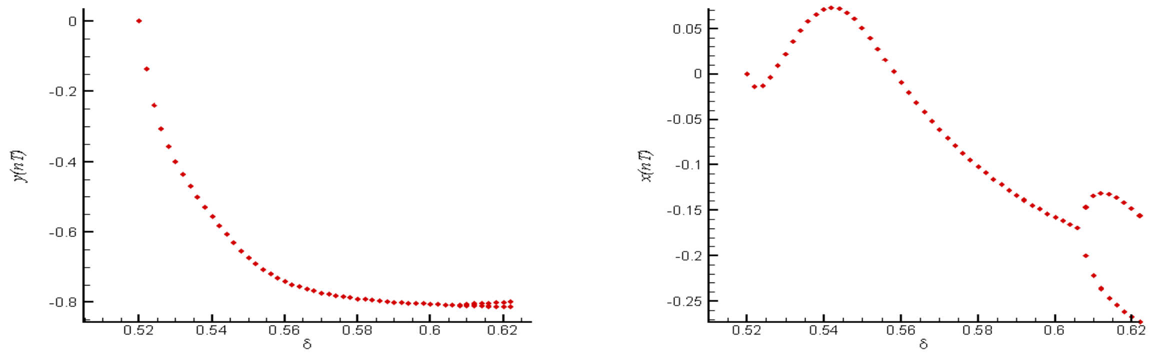


۴-۱۶-۲- (ج)



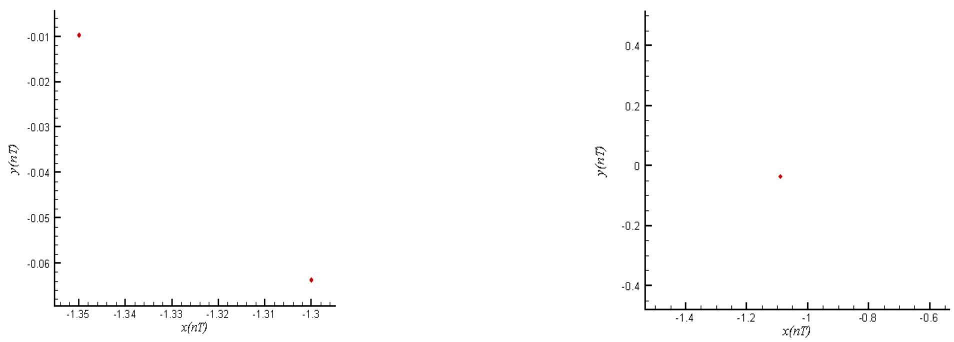
۴-۱۶-۲- (د)

شکل(۴-۱۶): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta = ۰/۵۵$ (۴-۱۶-۱) و $\delta = ۰/۶۱$ (۴-۱۶-۲) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۴-۱۷): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda=۱/۵,\bar{\rho}=۰$



(ب) (الف)

شکل(۴-۱۸): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\delta=۰/۵۵$ (الف) و $۰/۶۱$ (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda=۱/۵,\bar{\rho}=۰$

۴-۴ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda=۱,\bar{\rho}=۰/۰۰۱mm$

در این بخش با فرض نابالانسی جرمی محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان واحد باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

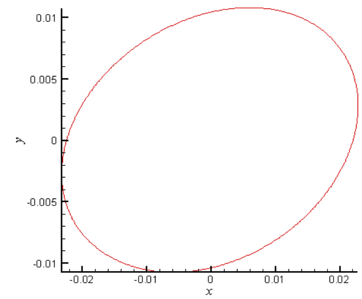
۴-۴-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W}_۰=۵۰۶/۵\,N$ و $\overline{m}_r=۲۵/۸\,kg$ و همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta=۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

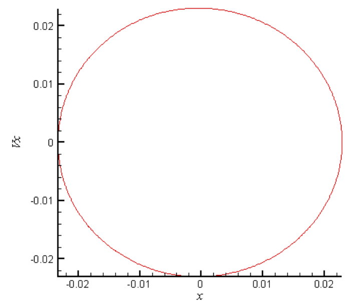
شکل‌های (۴-۱۹-۱- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای عدد یاتاقان $\Lambda = ۵$ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این عدد می‌باشد. با افزایش عدد یاتاقان به مقدار $\Lambda = ۱۵$ بی‌نظمی در رفتار سیستم به شدت افزایش می‌یابد. چنین رفتاری در شکل‌های (۴-۱۹-۲- الف، ب) نشان‌داده‌شده است. با افزایش مجدد عدد یاتاقان به مقادیر ۱۷ و ۱۹، شکل‌های (۴-۱۹-۳- الف، ب) و (۴-۱۹-۴- الف، ب) به ترتیب تکرار وقوع رفتارهای منظم و نامنظم را نشان می‌دهند. شکل‌های (۴-۱۹-۱- ج، د) الی (۴-۱۹-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای اعداد یاتاقان مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی و شبه تناوبی می‌رود.

شکل‌های (۴-۲۰- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر پارامتر آن، عدد یاتاقان، در محدوده $۲ \le \Lambda \le ۲۰/۸$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهند. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۴-۲۱- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۱۴ \le \Lambda \le ۲۰/۸$ نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای اعداد یاتاقان کوچکتر از $\Lambda = ۱۵$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره در شکل (۴-۲۲- الف) به ازای $\Lambda = ۵$، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده $۱۵ \le \Lambda \le ۱۶/۶$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای عدد یاتاقان $\Lambda = ۱۵$ نشان‌داده‌شده در شکل (۴-۲۲- ب) وقوع چنین رفتاری را با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می‌کند. در محدوده $۱۶/۶ < \Lambda \le ۱۸/۲$ کاهش در میزان بی‌نظمی و شکل‌گیری رفتار از نوع دو-پریودیکی انتظار می‌رود و نگاشت پوانکاره در شکل (۴-۲۲- ج) وقوع چنین رفتاری را با حضور دو نقطه در این صفحه به ازای عدد یاتاقان $\Lambda = ۱۷$ نشان می‌دهد. در محدوده $۱۸/۲ < \Lambda \le ۲۰/۸$ رفتار شبه تناوبی مشاهده می‌شود و نگاشت پوانکاره چنین رفتاری را به ازای عدد یاتاقان $\Lambda = ۱۹$ در شکل(۴-۲۲- د) تایید می‌کند. با افزایش مجدد عدد

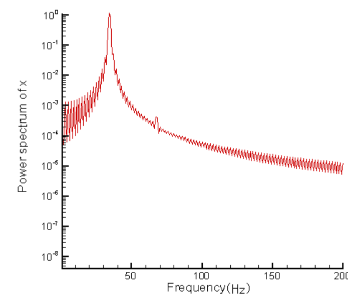
یاتاقان از مقدار $\Lambda = ۲۰/۸$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



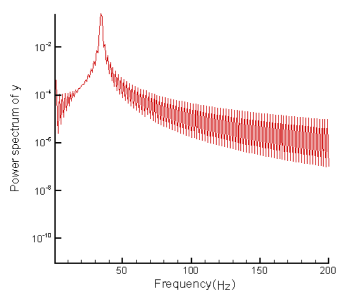
۴-۱۹-۱- (الف)



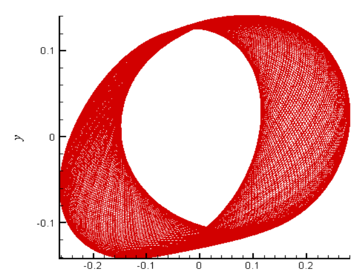
۴-۱۹-۱- (ب)



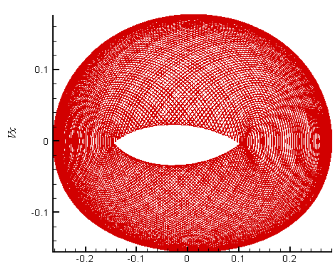
۴-۱۹-۱- (ج)



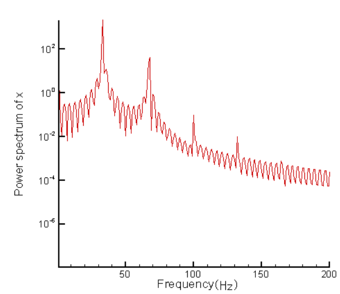
۴-۱۹-۱- (د)



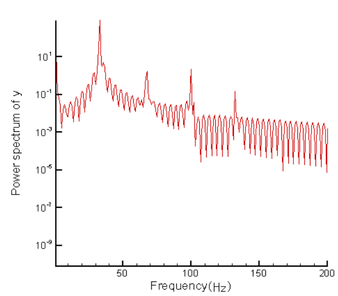
۴-۱۹-۲- (الف)



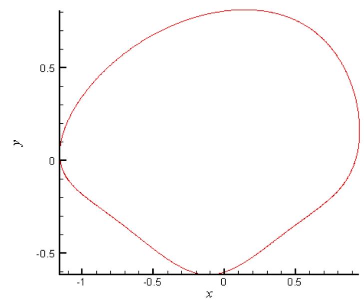
۴-۱۹-۲- (ب)



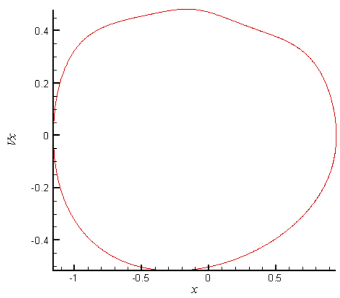
۴-۱۹-۲- (ج)



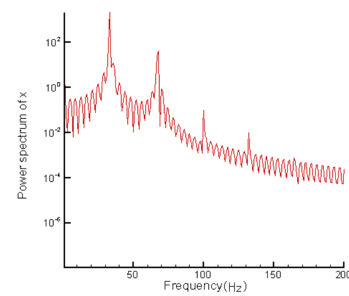
۴-۱۹-۲- (د)



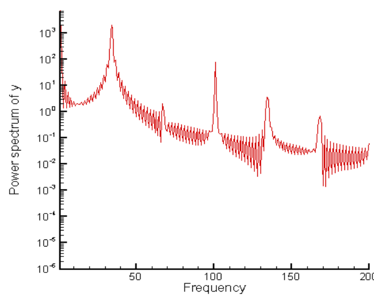
۴-۱۹-۳- (الف)



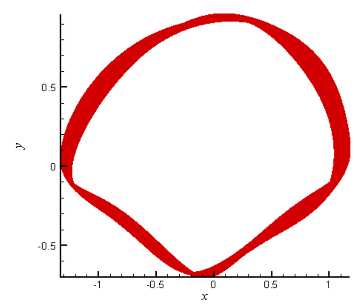
۴-۱۹-۳- (ب)



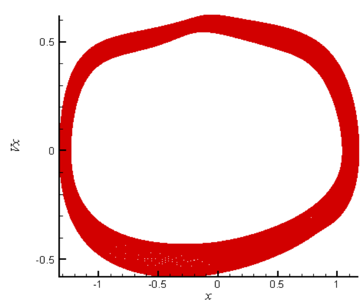
۴-۱۹-۳- (ج)



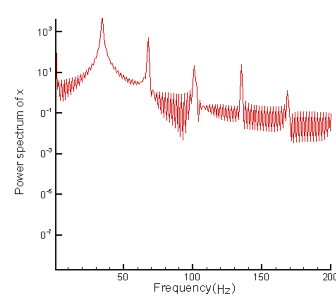
۴-۱۹-۳- (د)



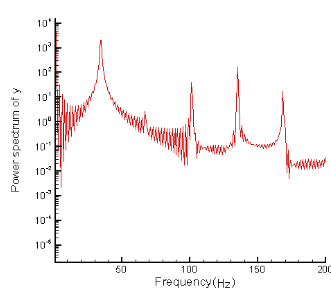
۴-۱۹-۴- (الف)



۴-۱۹-۴- (ب)

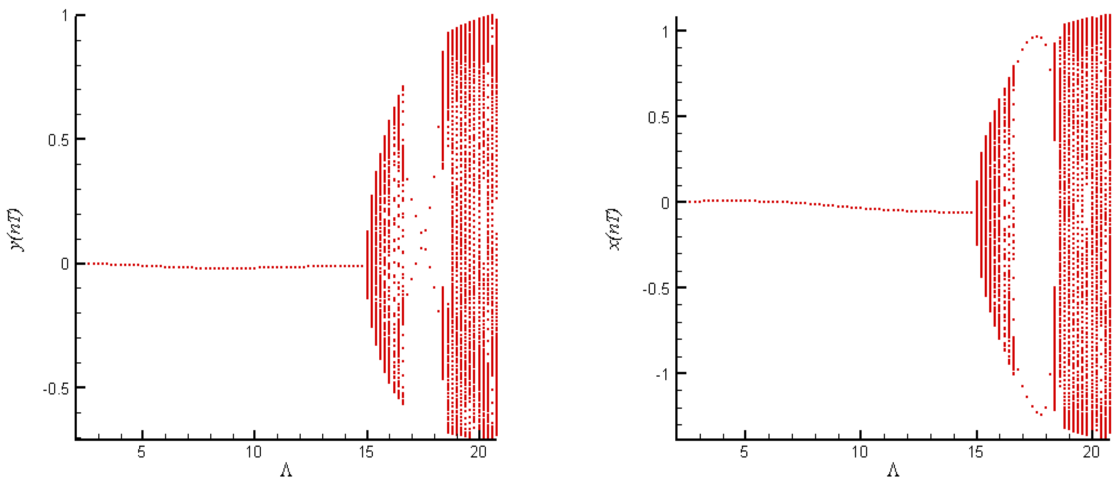


۴-۱۹-۴- (ج)



۴-۱۹-۴- (د)

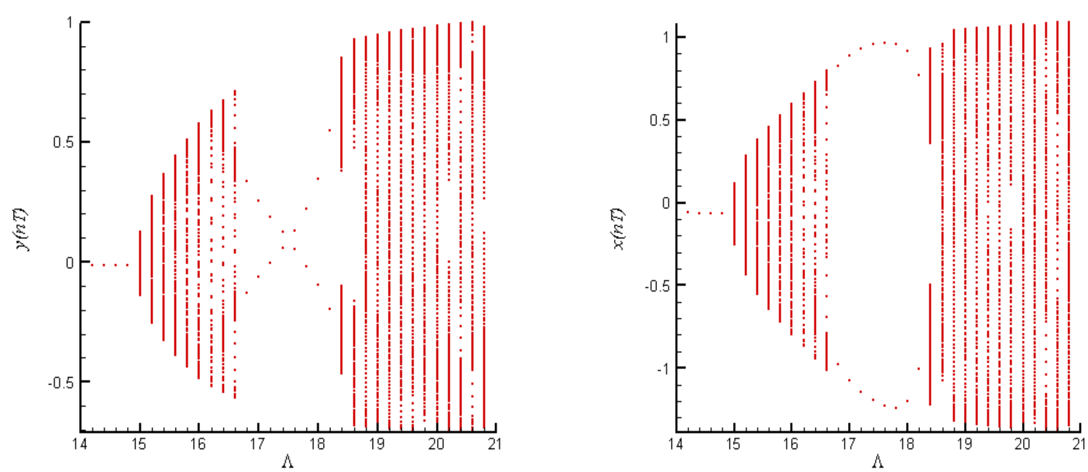
شکل(۴-۱۹): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\Lambda = ۵$ (۴-۱۹-۱)، $\Lambda = ۱۵$ (۴-۱۹-۲)، $\Lambda = ۱۷$ (۴-۱۹-۳) و $\Lambda = ۱۹$ (۴-۱۹-۴) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



(الف) (ب)

شکل (۴-۲۰): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط

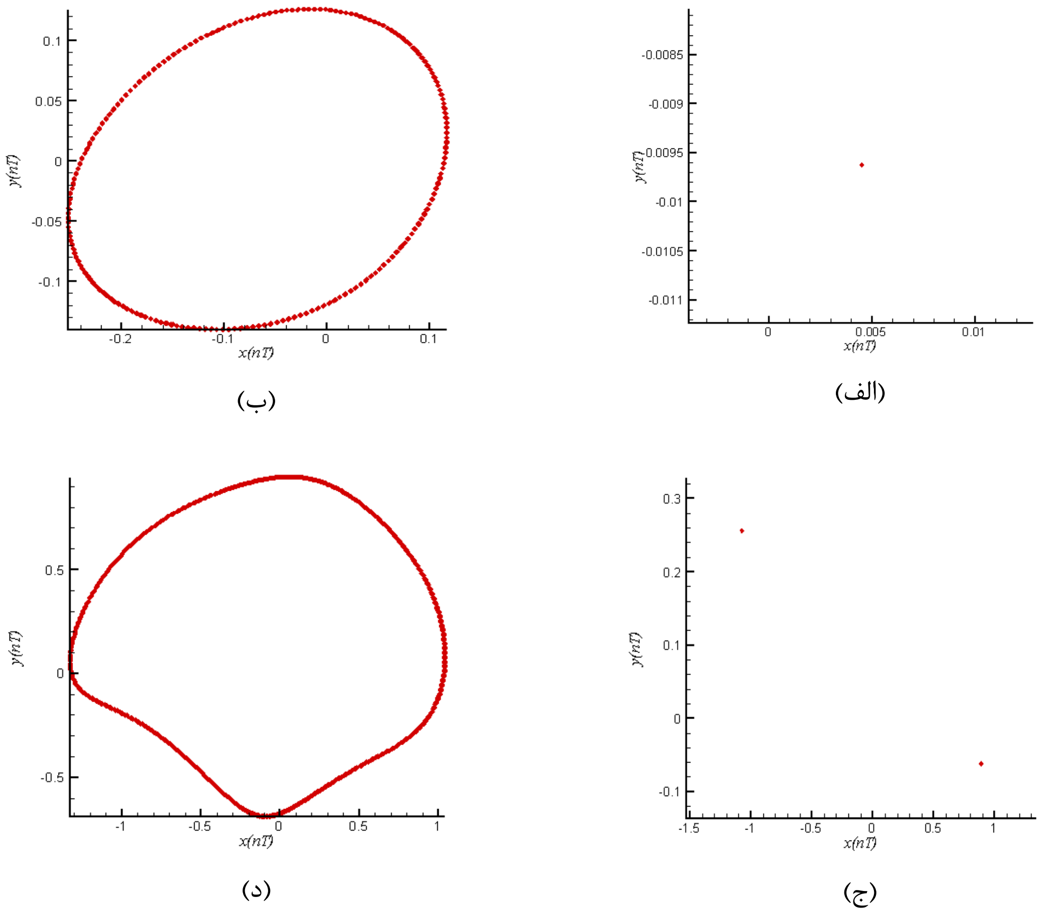
$\lambda = \text{۱}, \overline{\rho} = \text{۰/۰۰۱}\, mm$



(الف) (ب)

شکل (۴-۲۱): دیاگرام دوشاخگی محلی ($\text{۱۴} \le \Lambda \le \text{۲۰/۸}$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب

تحت شرایط $\lambda = \text{۱}, \overline{\rho} = \text{۰/۰۰۱}\, mm$



شکل(۴-۲۲): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda = 5$ (الف)،۱۵ (ب)،۱۷ (ج) و ۱۹ (د) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = 1, \overline{\rho} = 0/001\,mm$

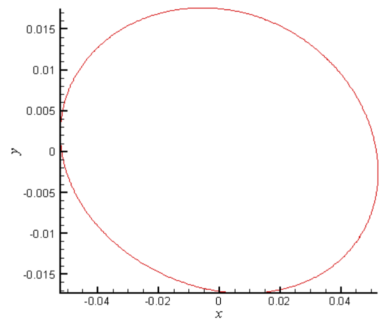
۴-۴-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{\cdot} = 506/5\,N$ و $\Lambda = 25$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = 0/6$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

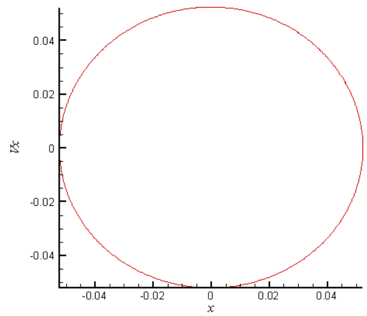
شکل‌های (۴-۲۳-۱- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقدار جرم محور $\overline{m}_r = 5/2\,kg$ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این مقدار از جرم محور می-باشد. با افزایش جرم محور به مقدار $\overline{m}_r = 9kg$ بی‌نظمی در رفتار سیستم افزایش می‌یابد. چنین رفتاری در شکل‌های (۴-۲۳-۲- الف، ب) نشان داده شده است. با افزایش مجدد جرم محور به مقادیر ۱۱/۶ و

۱۷/۵ کیلوگرم، شکل‌های (۴-۲۳-۳- الف، ب) و (۴-۲۳-۴- الف، ب) به ترتیب تکرار وقوع رفتارهای منظم و نامنظم را نشان می‌دهند. شکل‌های (۴-۲۳-۱- ج، د) الی (۴-۲۳-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی و شبه تناوبی می‌رود.

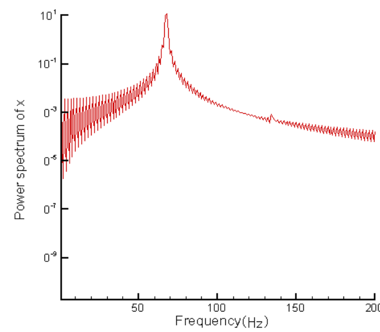
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۴-۲۴- الف، ب) تغییرات کیفی رفتار سیستم با تغییر پارامتر آن، جرم محور، در محدوده $۲/۸ \le \overline{m}_r \le ۱۷/۸\,kg$، نشان می‌دهد. شکل‌های (۴-۲۵- الف، ب) دیاگرام دوشاخگی محلی را در محدوده $۸ \le \overline{m}_r \le ۱۷/۸\,kg$ نشان می‌دهند. مشاهده می‌شود برای جرم‌های محور کوچکتر از $\overline{m}_r = ۹\,kg$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره در شکل (۴-۲۶- الف) به ازای $\overline{m}_r = ۵/۲\,kg$، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش جرم محور و قرارگیری آن در محدوده $۹ \le \overline{m}_r \le ۹/۳\,kg$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای جرم محور $\overline{m}_r = ۹\,kg$ نشان‌داده‌شده در شکل (۴-۲۶-ب) وقوع چنین رفتاری را با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می‌کند. کاهش در میزان بی-نظمی و شکل‌گیری رفتار از نوع دو-پریودیکی در محدوده $۹/۳ < \overline{m}_r \le ۱۱/۹\,kg$ صورت می‌گیرد و نگاشت پوانکاره در شکل (۴-۲۶- ج) وقوع چنین رفتاری را با حضور دو نقطه در این صفحه به ازای جرم محور $\overline{m}_r = ۱۱/۶\,kg$ نشان می‌دهد. در محدوده $۱۱/۹ < \overline{m}_r \le ۱۷/۸\,kg$ رفتار شبه تناوبی مشاهده می‌شود و نگاشت پوانکاره چنین رفتاری را به ازای جرم محور $\overline{m}_r = ۱۷kg$ در شکل (۴-۲۶- د) تایید می‌کند. با افزایش جرم محور از مقدار $\overline{m}_r = ۱۷/۸\,kg$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



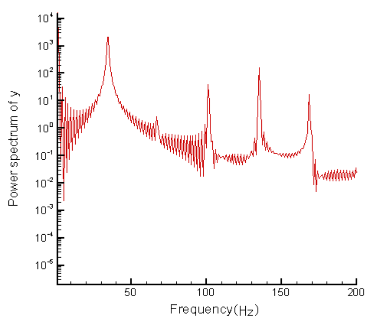
۴-۲۳-۱- (الف)



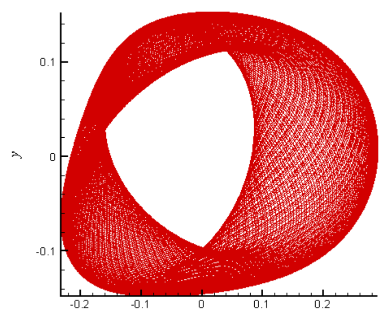
۴-۲۳-۱- (ب)



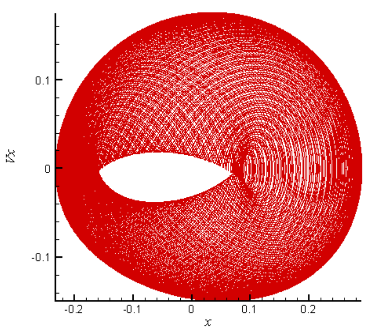
۴-۲۳-۱- (ج)



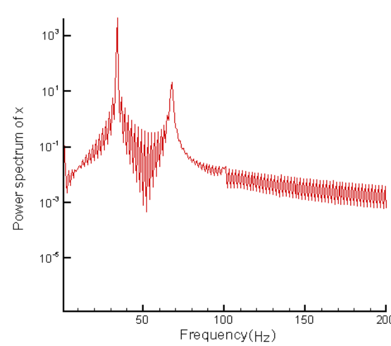
۴-۲۳-۱- (د)



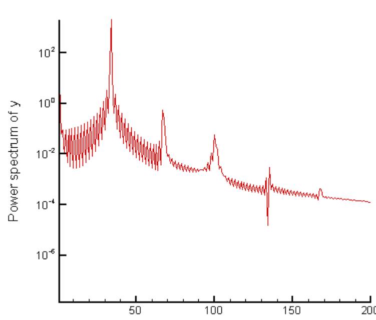
۴-۲۳-۲- (الف)



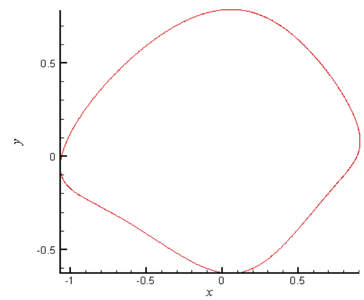
۴-۲۳-۲- (ب)



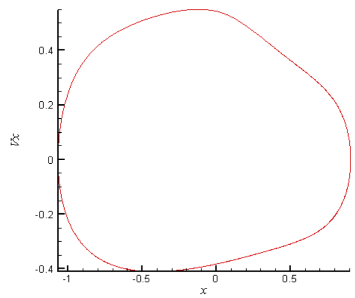
۴-۲۳-۲- (ج)



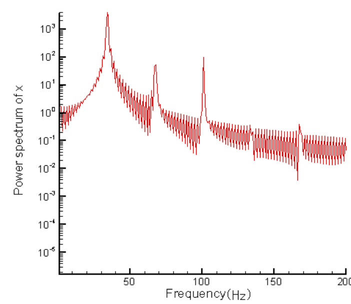
۴-۲۳-۲- (د)



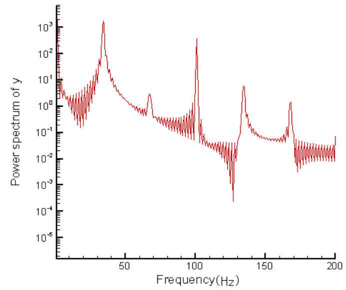
۴-۲۳-۳- (الف)



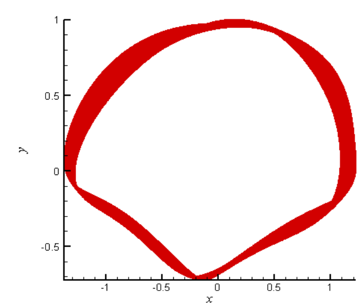
۴-۲۳-۳- (ب)



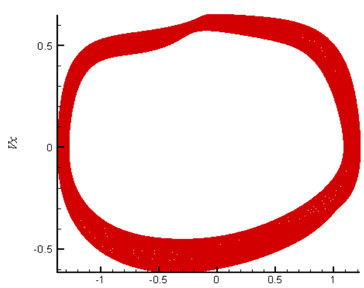
۴-۲۳-۳- (ج)



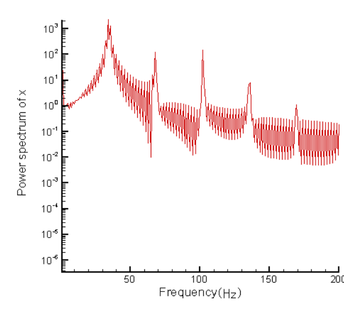
۴-۲۳-۳- (د)



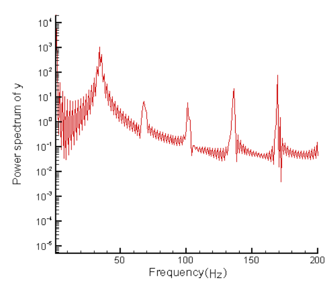
۴-۲۳-۴- (الف)



۴-۲۳-۴- (ب)

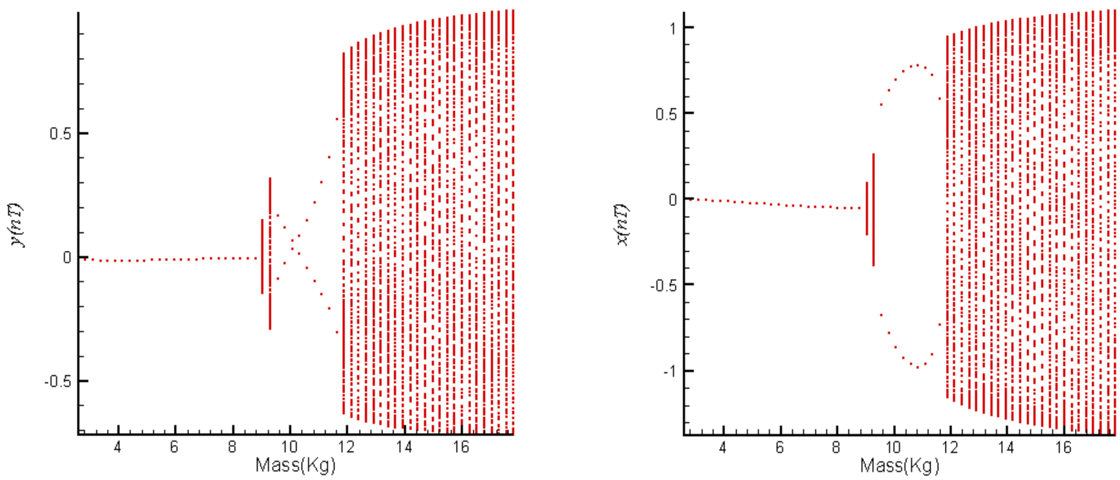


۴-۲۳-۴- (ج)



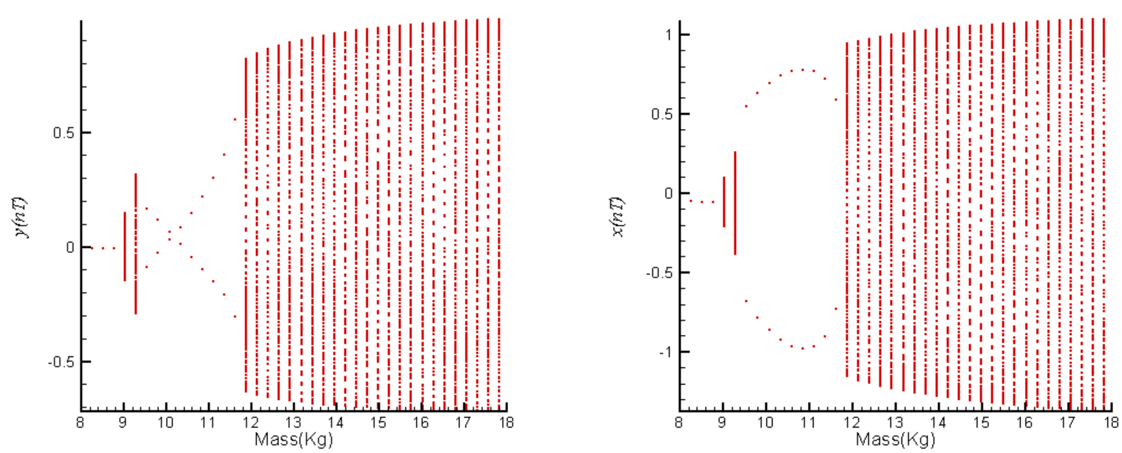
۴-۲۳-۴- (د)

شکل(۴-۲۳): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = ۵/۲kg$ (۴-۲۳-۱)، $\overline{m}_r = ۹kg$ (۴-۲۳-۲)، $\overline{m}_r = ۱۱/۶kg$ (۴-۲۳-۳) و $\overline{m}_r = ۱۷/۵kg$ (۴-۲۳-۴) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$



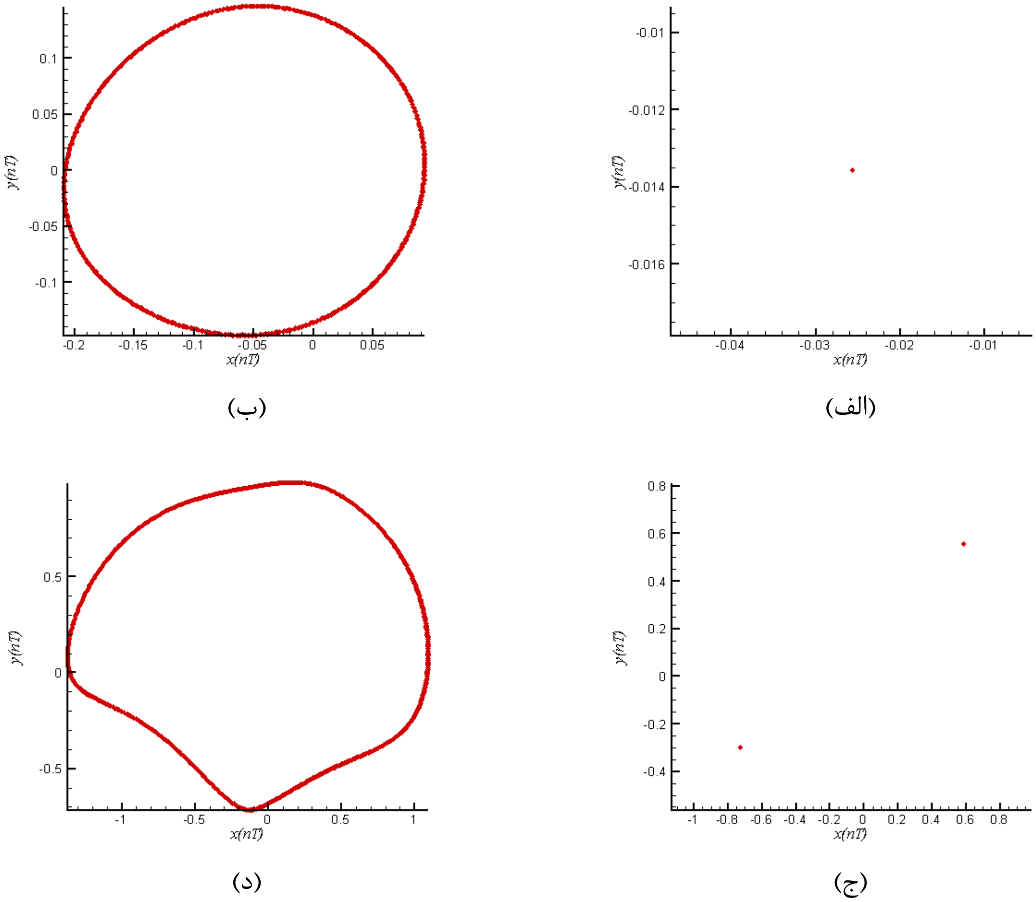
(ب) (الف)

شکل (۴-۲۴): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\,mm$



(ب) (الف)

شکل (۴-۲۵): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۸ \le \overline{m}_r \le ۱۷/۸kg$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب
تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\,mm$



شکل(۴-۲۶): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m}_r = ۵/۲$ (الف)، ۹ (ب)، ۱۱/۶ (ج) و ۱۷/۵ (د) کیلوگرم برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$

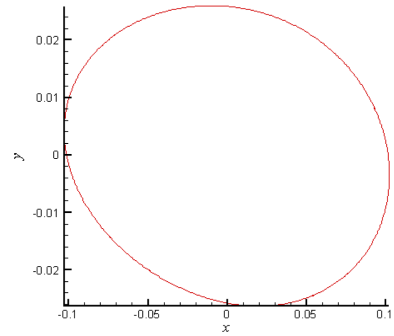
۴-۴-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار جرم محور برابر با $\overline{m}_r = ۲۵/۸\, kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می-گیرد.

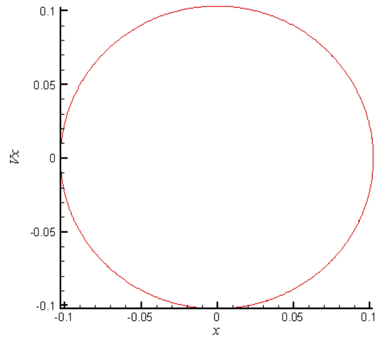
شکل‌های (۴-۲۷-۱- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقدار پریلود $\delta = ۰/۴۲$ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این مقدار می‌باشد. با افزایش مقدار پریلود به $\delta = ۰/۵۱۶$ بی‌نظمی در رفتار سیستم افزایش می‌یابد. چنین رفتاری در شکل‌های (۴-۲۷-۲-الف،

ب) نشان‌داده‌شده است. با افزایش مجدد آن به مقادیر ۰/۵۴۸ و ۰/۵۵۸، شکل‌های (۴-۲۷-۳- الف، ب) و (۴-۲۷-۴- الف، ب) به ترتیب تکرار وقوع رفتارهای منظم و نامنظم را نشان می‌دهند. طیف‌های توانی در راستاهای افقی و عمودی فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم را در شکل‌های (۴-۲۷-۱- ج، د) الی (۴-۲۷-۴- ج، د) برای مقادیر پریلود مذکور نشان می‌دهند. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی و شبه تناوبی می‌رود.

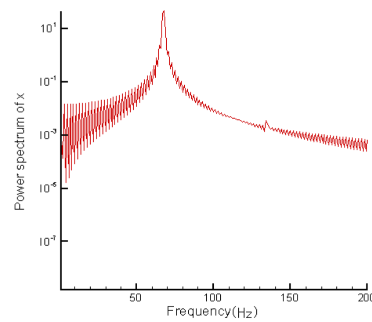
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۴-۲۸- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر پارامتر آن، پریلود، در محدوده $۰/۴ \le \delta \le ۰/۵۶$ صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۴-۲۹- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۰/۴۹۲ \le \delta \le ۰/۵۶$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۵$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل (۴-۳۰- الف) نگاشت پوانکاره به ازای $\delta = ۰/۴۲$، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۵ \le \delta \le ۰/۵۱۸$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای مقدار پریلود $\delta = ۰/۵۱۶$ نشان‌داده‌شده در شکل (۴-۳۰- ب) وقوع چنین رفتاری با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می‌کند. کاهش میزان بی‌نظمی و شکل‌گیری رفتار از نوع دو-پریودیکی، در محدوده $۰/۵۱۸ < \delta < ۰/۵۵۲$ صورت می‌گیرد و نگاشت پوانکاره در شکل (۴-۳۰- ج) وقوع چنین رفتاری را با حضور دو نقطه در این صفحه به ازای مقدار پریلود $\delta = ۰/۵۴۸$ نشان می‌دهد. در محدوده $۰/۵۵۲ \le \delta \le ۰/۵۶$ رفتار شبه تناوبی مشاهده می‌شود و نگاشت پوانکاره چنین رفتاری را به ازای مقدار پریلود $\delta = ۰/۵۵۸$ در شکل (۴-۲۶- د) تایید می‌کند. با افزایش مجدد مقدار پریلود از $\delta = ۰/۵۶$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



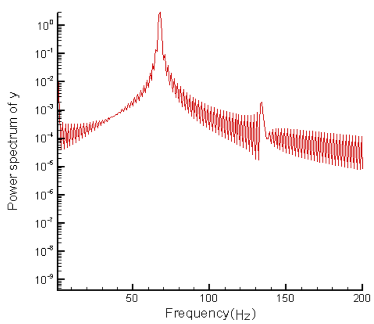
۴-۲۷-۱- (الف)



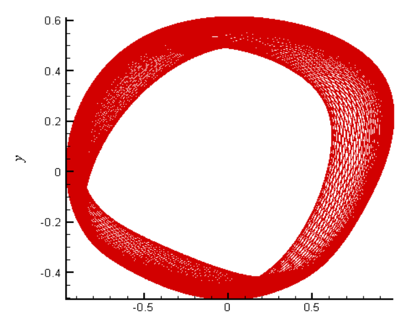
۴-۲۷-۱- (ب)



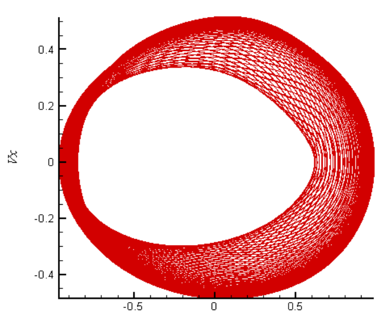
۴-۲۷-۱- (ج)



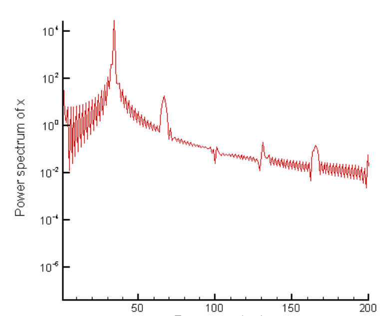
۴-۲۷-۱- (د)



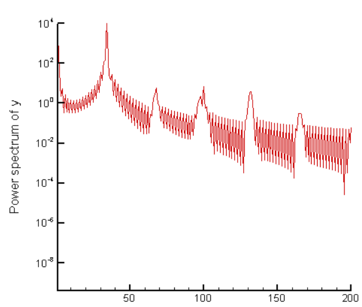
۴-۲۷-۲- (الف)



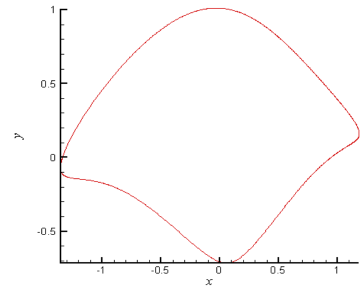
۴-۲۷-۲- (ب)



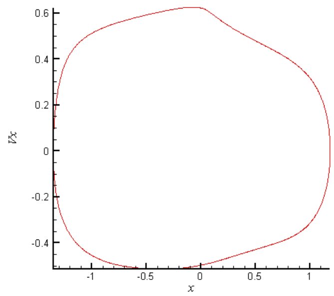
۴-۲۷-۲- (ج)



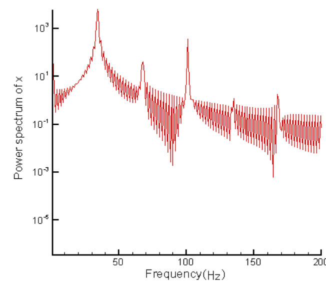
۴-۲۷-۲- (د)



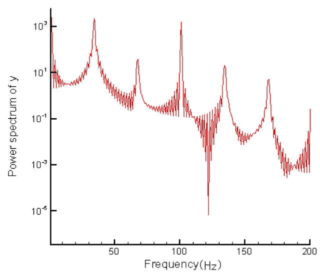
۴-۲۷-۳- (الف)



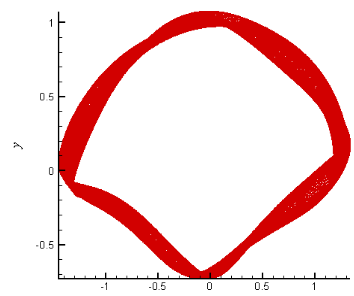
۴-۲۷-۳- (ب)



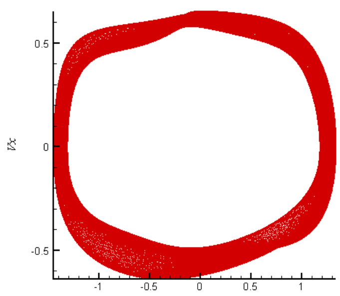
۴-۲۷-۳- (ج)



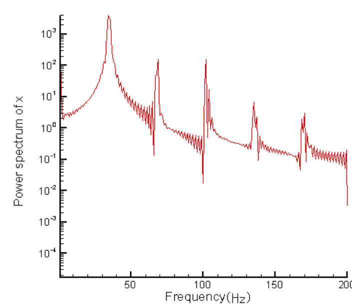
۴-۲۷-۳- (د)



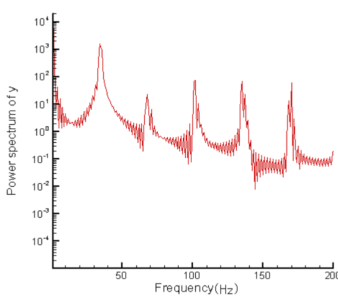
۴-۲۷-۴- (الف)



۴-۲۷-۴- (ب)

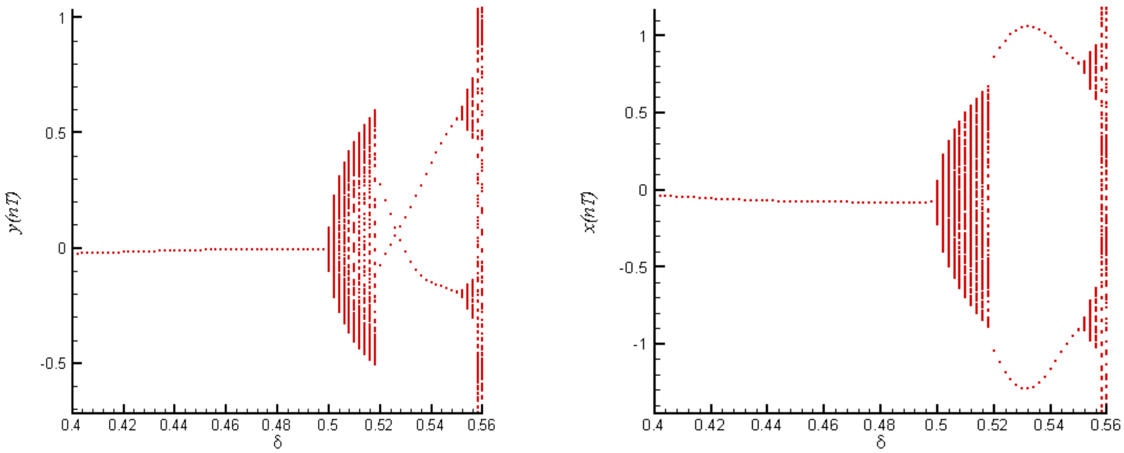


۴-۲۷-۴- (ج)



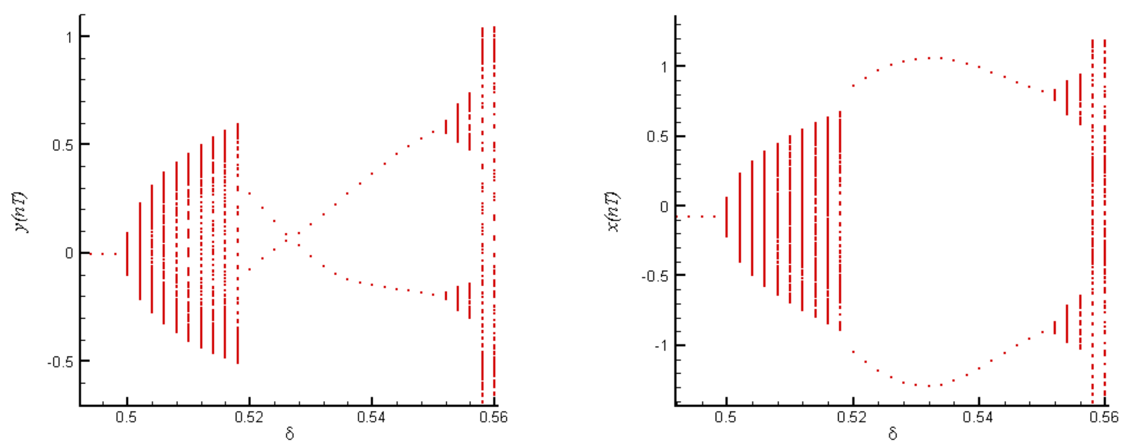
۴-۲۷-۴- (د)

شکل (۴-۲۷): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta = ۰/۴۲$ (۴-۲۷-۱)، $\delta = ۰/۵۱۶$ (۴-۲۷-۲)، $\delta = ۰/۵۴۸$ (۴-۲۷-۳) و $\delta = ۰/۵۵۸$ (۴-۲۷-۴) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



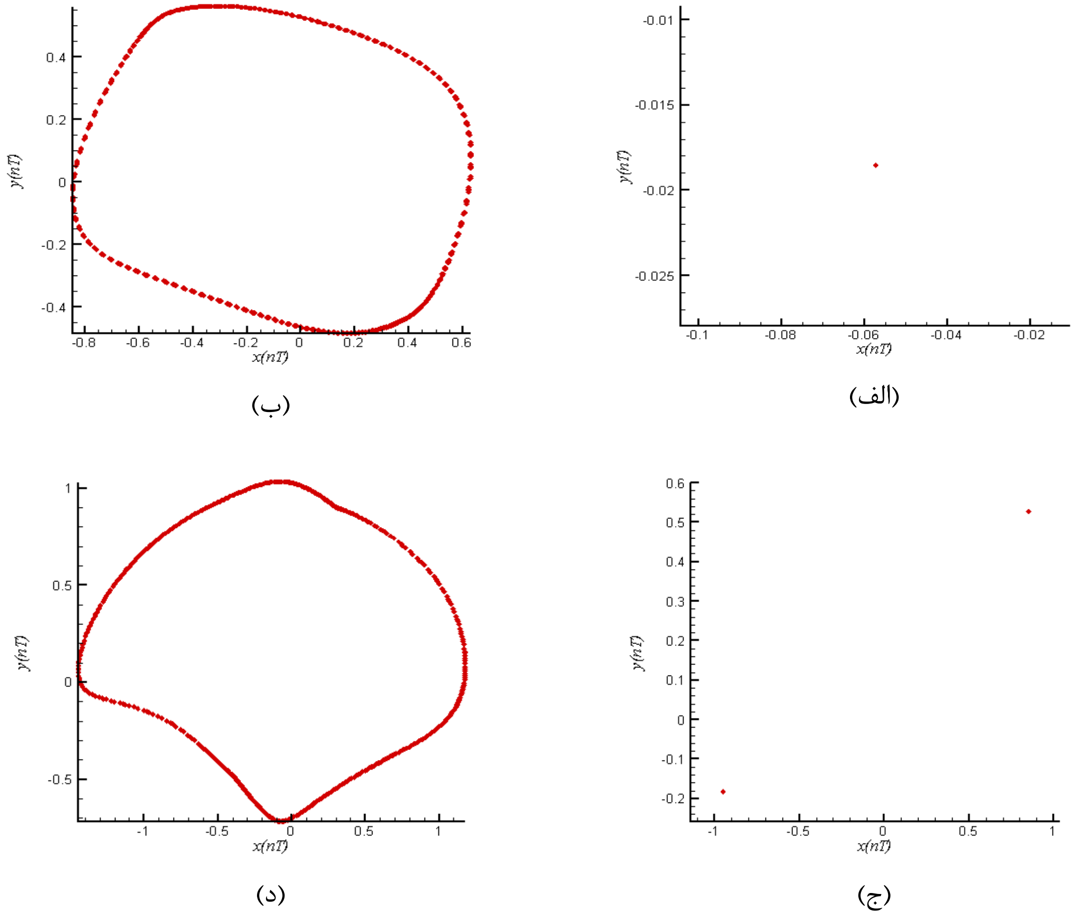
(ب) (الف)

شکل (۴-۲۸): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



(ب) (الف)

شکل (۴-۲۹): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۰/۴۹۲ \le \delta \le ۰/۵۶$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب
تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



شکل(۴-۳۰): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\delta = ۰/۴۲$ (الف)، ۰/۵۱۶ (ب)، ۰/۵۴۸ (ج) و ۰/۵۵۸ (د) تحت شرایط

$$\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$$

۴-۵ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\ mm$

در این بخش با فرض نابالانسی جرمی محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان ۱/۵ باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۴-۵-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

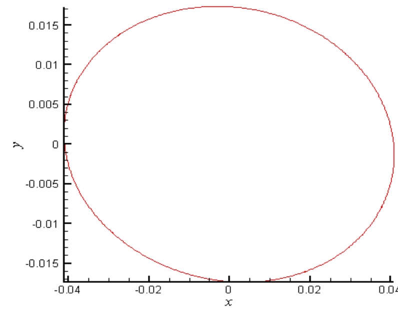
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W}_. = ۵۰۶/۵\, N$ و $\overline{m}_r = ۲۵/۸\, kg$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۴-۳۱-۱-الف) الی (۴-۳۱-۴-الف) مدارهای دینامیکی را به ازای مقادیر مختلف عدد یاتاقان نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای مقادیر عدد یاتاقان ۱۰ و ۱۵ نشان‌داده شده است. اما با افزایش مقدار عدد یاتاقان به $\Lambda = ۲۰$ پایداری در رفتار منظم کاهش می‌یابد. چنین رفتار نامنظمی به‌ازای $\Lambda = ۲۵$ نیز صورت می‌گیرد.

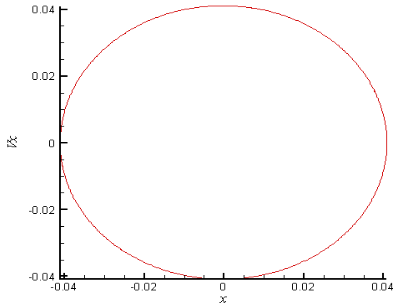
از شکل‌های (۴-۳۱-۱- ب) الی (۴-۳۱-۴- ب) مشاهده می‌شود که فضای حالت به ازای مقادیر عدد یاتاقان ۱۰ و ۱۵ منظم است و با افزایش آن به مقادیر ۲۰ و ۲۵ نامنظم می‌شود.

شکل‌های (۴-۳۱-۱- ج، د) الی (۴-۳۱-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای اعداد یاتاقان مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی در اعداد یاتاقان ۱۰ و ۱۵ و شبه تناوبی در اعداد یاتاقان ۲۰ و ۲۵ است.

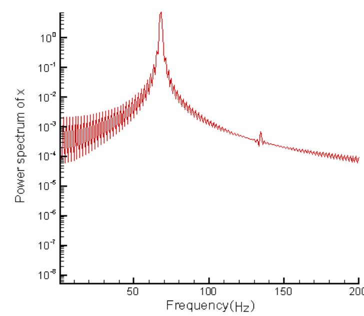
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۴-۳۲- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، عدد یاتاقان، در محدوده $۱۵ \leq \Lambda \leq ۲۵/۲$ صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۴-۳۳- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۱۶ \leq \Lambda \leq ۲۵/۲$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود که برای اعداد یاتاقان کوچکتر از $\Lambda = ۱۶/۴$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل‌های (۴-۳۴- الف، ب) نگاشت پوانکاره به ازای اعداد یاتاقان ۱۰ و ۱۵ وقوع چنین رفتاری را تایید می‌کند. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده $۱۶/۴ \leq \Lambda \leq ۲۵/۲$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره در اعداد یاتاقان ۲۰ و ۲۵ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۴-۳۴- ج، د) وقوع چنین رفتاری را با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش مجدد عدد یاتاقان از مقدار $\Lambda = ۲۵/۲$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



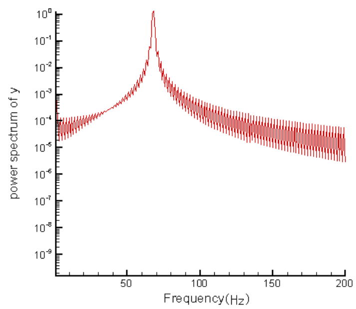
۴-۳۱-۱- (الف)



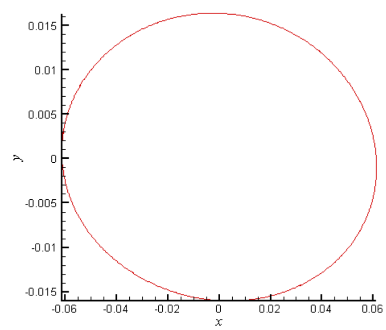
۴-۳۱-۱- (ب)



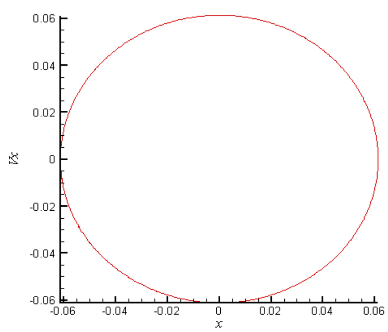
۴-۳۱-۱- (ج)



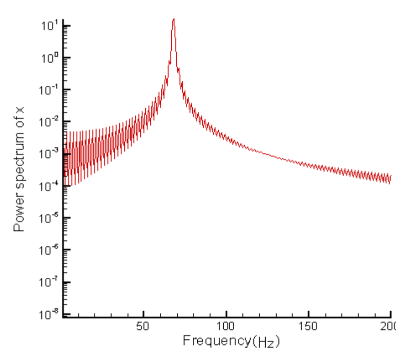
۴-۳۱-۱- (د)



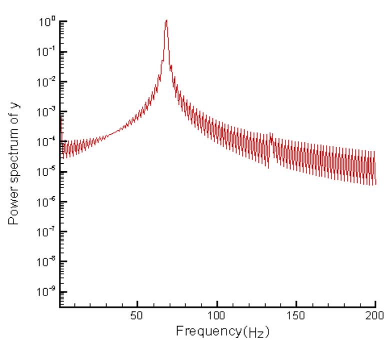
۴-۳۱-۲- (الف)



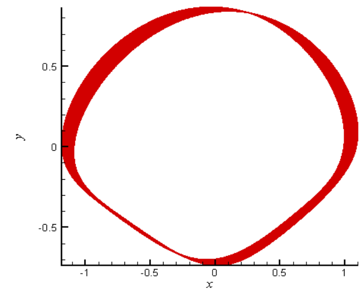
۴-۳۱-۲- (ب)



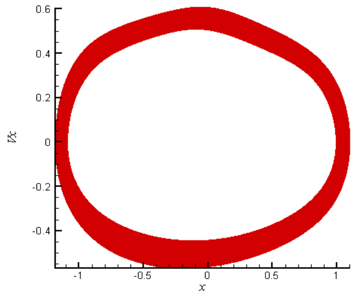
۴-۳۱-۲- (ج)



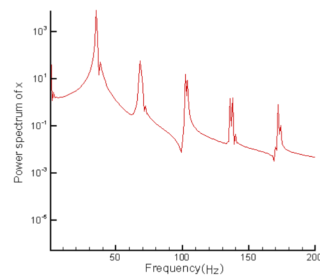
۴-۳۱-۲- (د)



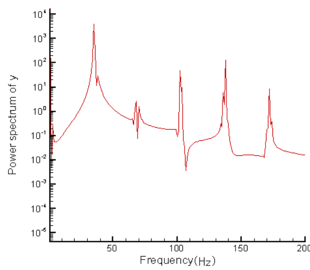
۴-۳۱-۳- (الف)



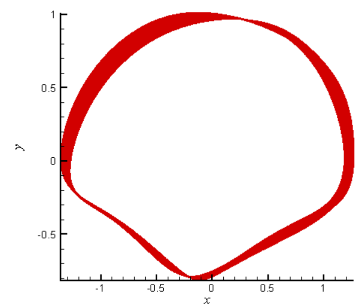
۴-۳۱-۳- (ب)



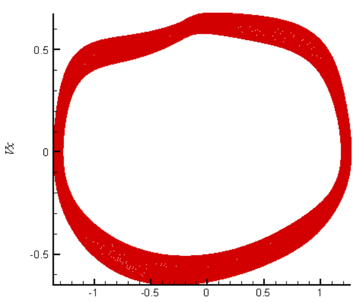
۴-۳۱-۳- (ج)



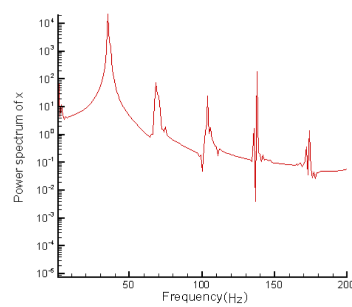
۴-۳۱-۳- (د)



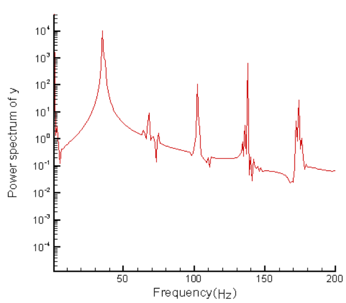
۴-۳۱-۴- (الف)



۴-۳۱-۴- (ب)

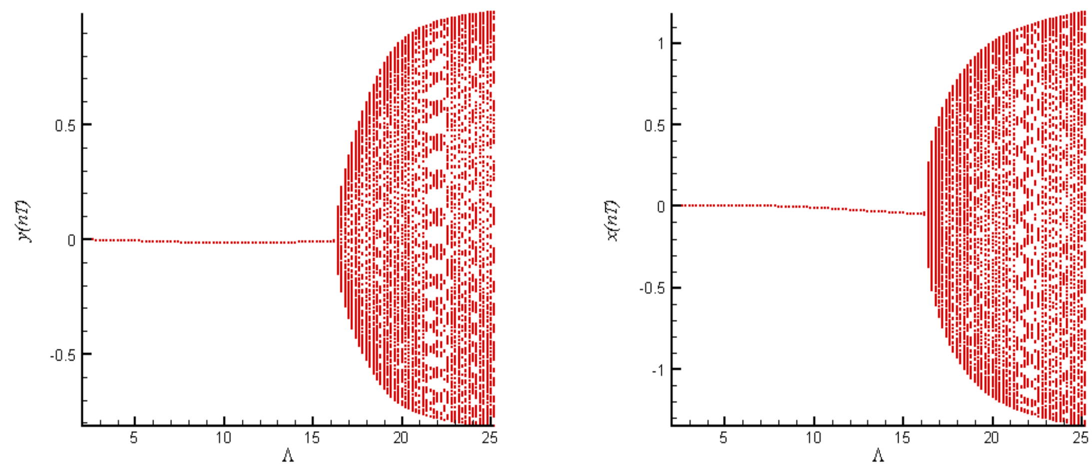


۴-۳۱-۴- (ج)



۴-۳۱-۴- (د)

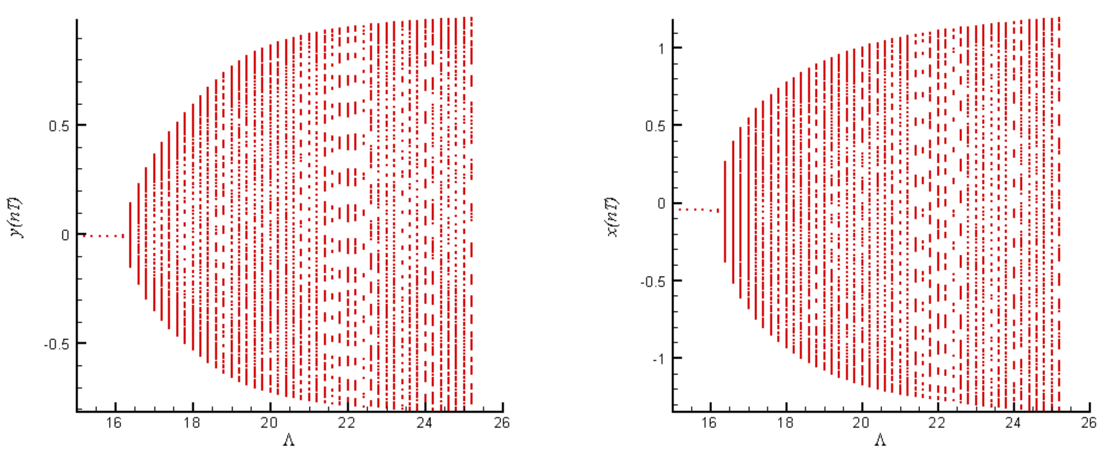
شکل (۴-۳۱): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\Lambda = ۱۰$ (۴-۳۱-۱)، $\Lambda = ۱۵$ (۴-۳۱-۲)، $\Lambda = ۲۰$ (۴-۳۱-۳) و $\Lambda = ۲۵$ (۴-۳۱-۴) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$



(ب) (الف)

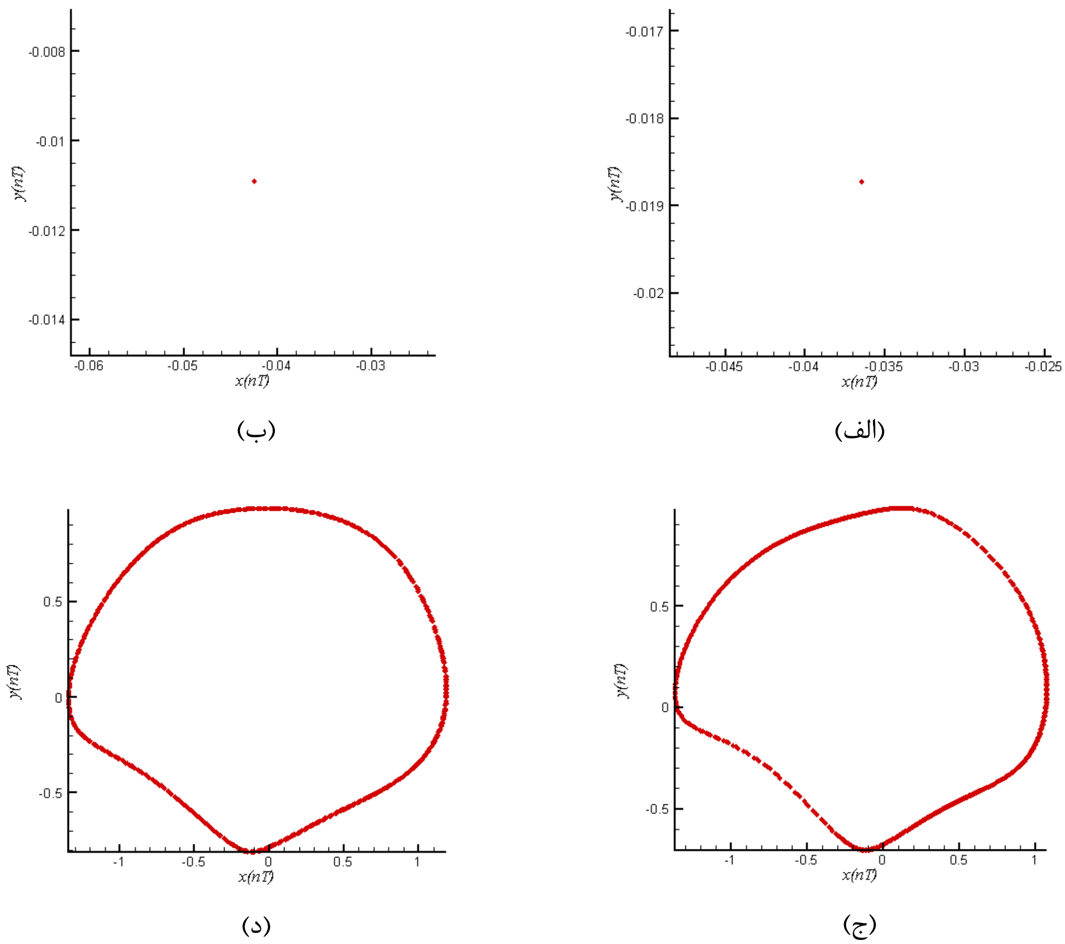
شکل (۴-۳۲): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط

$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



(ب) (الف)

شکل (۴-۳۳): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۱۶ \leq \Lambda \leq ۲۵/۲$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



شکل(۴-۳۴): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda = 10$ (الف)، ۱۵ (ب)، ۲۰ (ج) و ۲۵ (د) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = 1/5, \bar{\rho} = 0/001mm$

۴-۵-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W_.} = 506/5\,N$ و $\Lambda = 25$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = 0/6$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

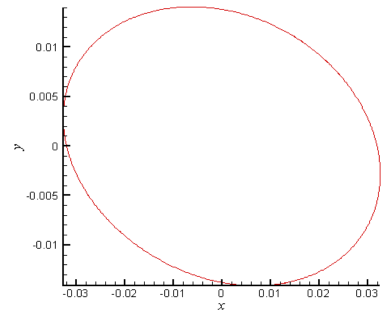
شکل‌های (۴-۳۵-۱-الف) الی (۴-۳۵-۴-الف) مدارهای دینامیکی را به ازای مقادیر مختلف جرم محور نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای مقادیر جرم محور ۵/۲ و ۱۰/۳۳ کیلوگرم نشان‌داده شده است. اما با

افزایش مقدار جرم محور به $\overline{m}_r = ۱۵/۵kg$ پایداری در رفتار منظم کاهش می‌یابد. چنین رفتار نامنظمی به‌ازای $\overline{m}_r = ۲۰/۶۶kg$ نیز صورت می‌گیرد.

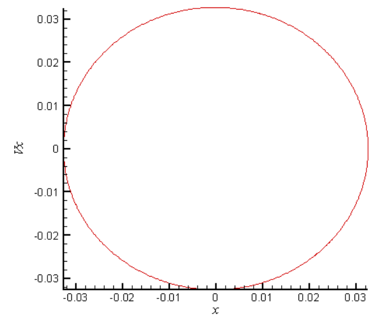
از شکل‌های (۴-۳۹-۱- ب) الی (۴-۳۹-۴- ب) مشاهده می‌شود که فضای حالت به ازای مقادیر جرم محور ۵/۲ و ۱۰/۳۳ کیلوگرم منظم است و با افزایش آن به مقادیر ۱۵/۵ و ۶۶/ ۲۰ کیلوگرم نامنظم می-شود.

شکل‌های (۴-۳۵-۱- ج، د) الی (۴-۳۵-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی برای مقادیر جرم‌های محور ۵/۲ و ۱۰/۳۳ کیلوگرم و شبه تناوبی برای مقادیر جرم‌های محور ۱۵/۵ و ۲۰/۶۶ کیلوگرم می‌رود.

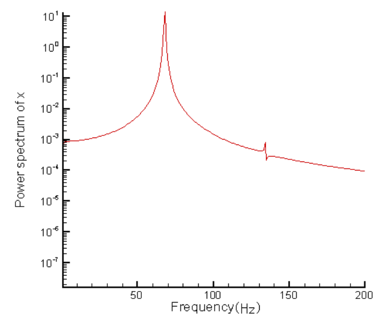
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۴-۳۶- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، جرم محور، در محدوده $۲/۸ \le \overline{m}_r \le ۲۶/۶\ kg$ صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۴-۳۷- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۱۰ \le \overline{m}_r \le ۲۶/۶\ kg$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود برای جرم‌های محور کوچکتر از $\overline{m}_r = ۱۷/۱\ kg$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل‌های (۴-۳۸- الف، ب) نگاشت پوانکاره به ازای جرم‌های محور ۵/۲ و ۱۰/۳۳ کیلوگرم، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش جرم محور و قرارگیری آن در محدوده $۱۷/۱ \le \overline{m}_r \le ۲۶/۶\ kg$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره به ازای جرم‌های محور ۱۵/۵ و ۲۰/۶۶ کیلوگرم نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۴-۳۸- ب، ج) وقوع چنین رفتاری را با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش مجدد جرم محور از مقدار $\overline{m}_r = ۲۶/۶\ kg$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



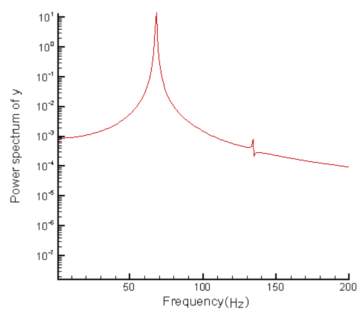
۴-۳۵-۱- (الف)



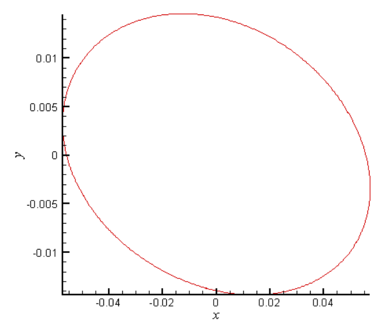
۴-۳۵-۱- (ب)



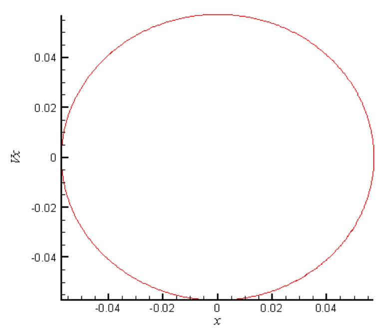
۴-۳۵-۱- (ج)



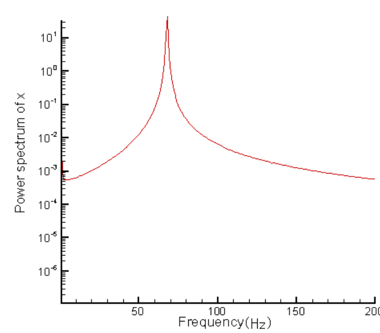
۴-۳۵-۱- (د)



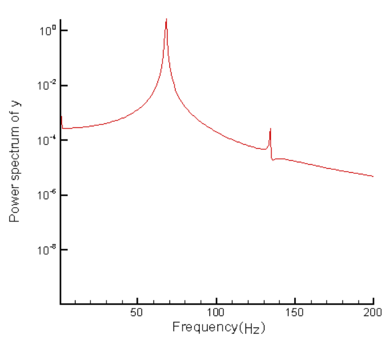
۴-۳۵-۲- (الف)



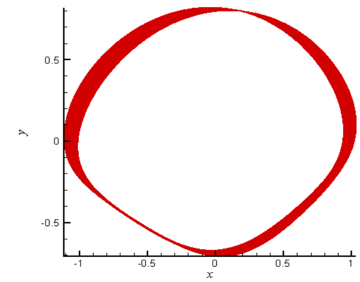
۴-۳۵-۲- (ب)



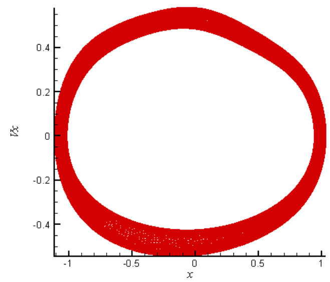
۴-۳۵-۲- (ج)



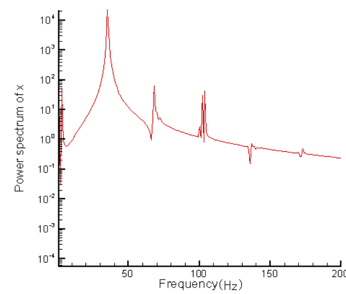
۴-۳۵-۲- (د)



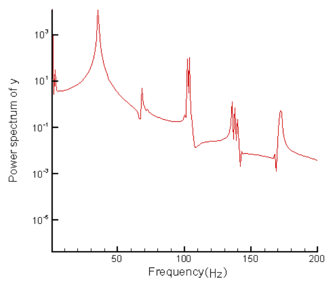
۴-۳۵-۳- (الف)



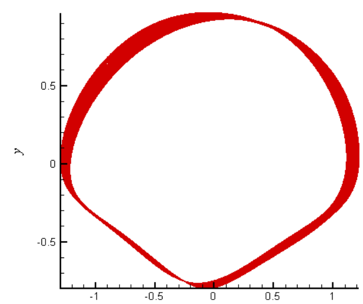
۴-۳۵-۳- (ب)



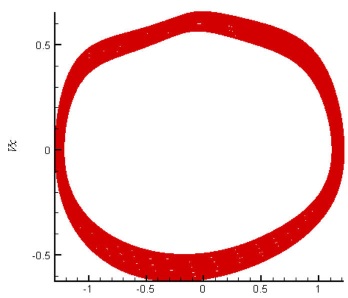
۴-۳۵-۳- (ج)



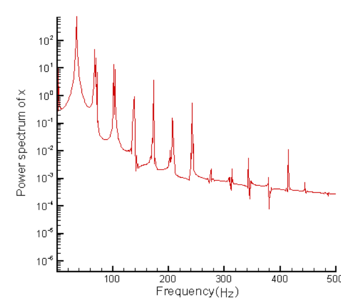
۴-۳۵-۳- (د)



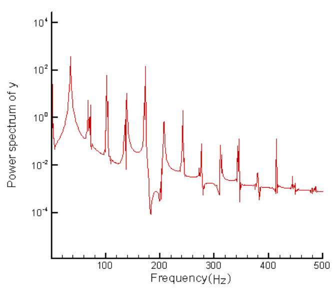
۴-۳۵-۴- (الف)



۴-۳۵-۴- (ب)

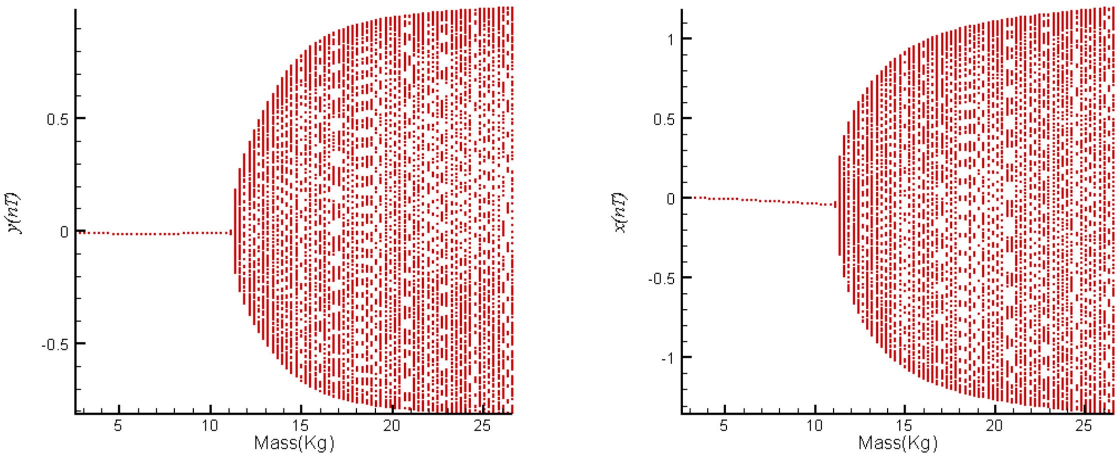


۴-۳۵-۴- (ج)



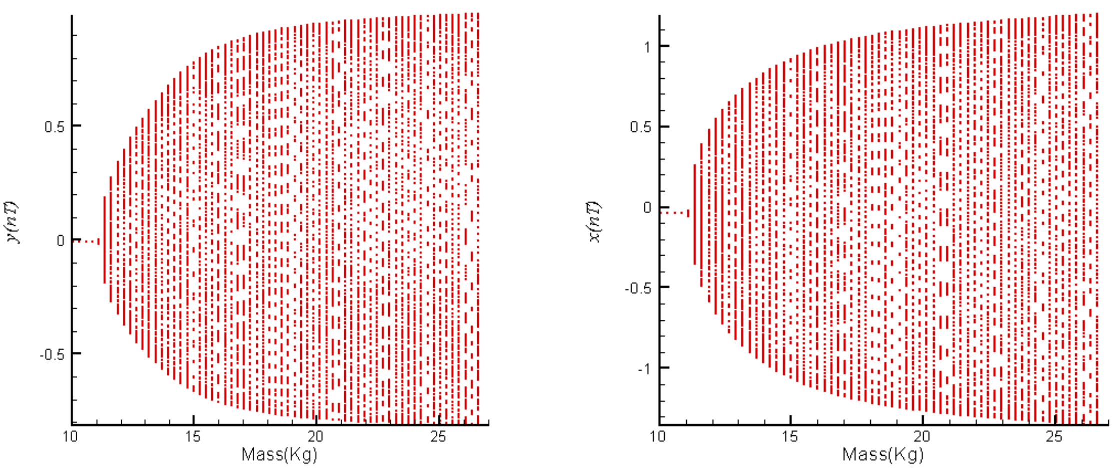
۴-۳۵-۴- (د)

شکل (۴-۳۵): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = ۵/۲kg$ (۴-۳۵-۱)، $\overline{m}_r = ۱۰/۳۳kg$ (۴-۳۵-۲)، $\overline{m}_r = ۱۵/۵kg$ (۴-۳۵-۳) و $\overline{m}_r = ۲۰/۶۶kg$ (۴-۳۵-۴) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$



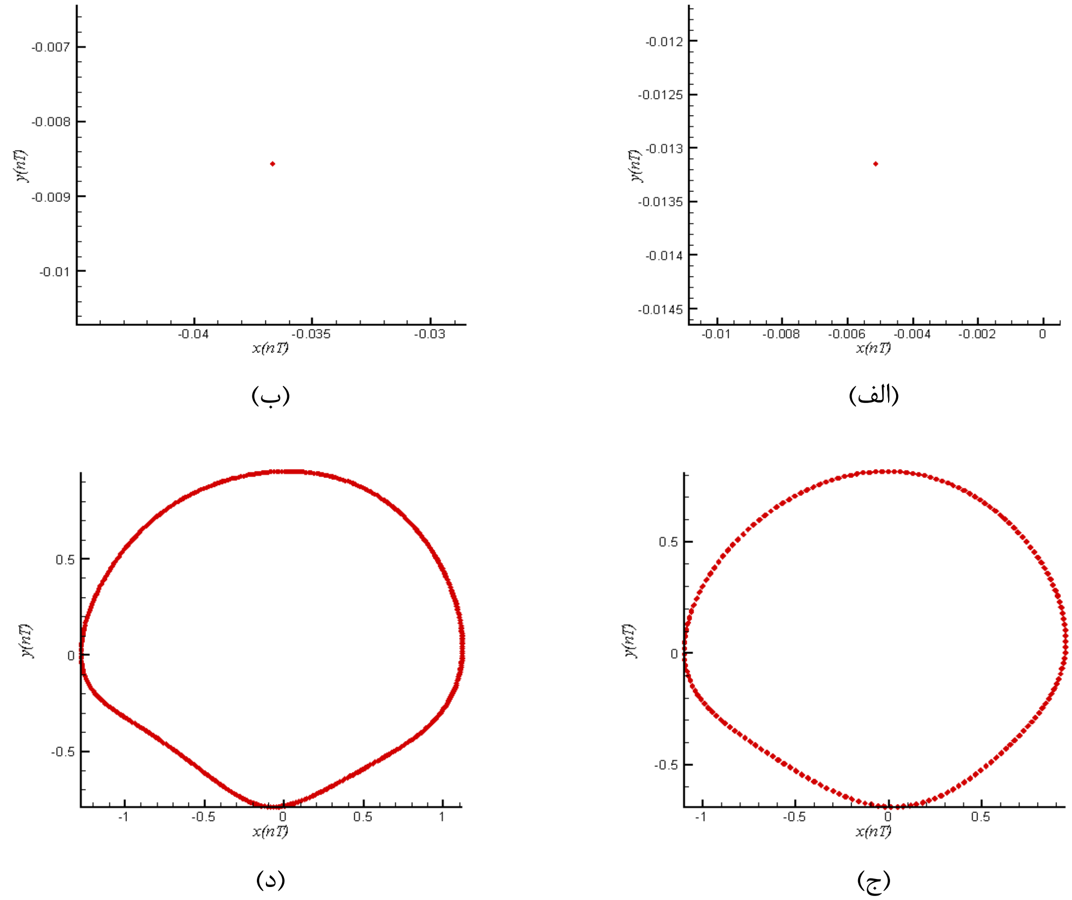
(ب) (الف)

شکل (۴-۳۶): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



(ب) (الف)

شکل (۴-۳۷): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۱۰ \le \overline{m}_r \le ۲۶/۶\, kg$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب
تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



شکل(۴-۳۸): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m}_r = ۵/۲$ (الف)، ۱۰/۳۳ (ب) ، ۱۵/۵ (ج) و ۲۰/۶۶ (د) کیلوگرم برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$

۴-۵-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_. = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار جرم محور برابر با $\overline{m}_r = ۲۵/۸\ kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می-گیرد.

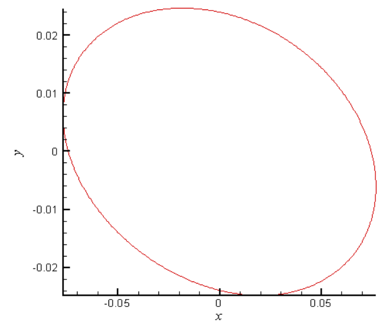
شکل‌های (۴-۳۹-۱- الف) الی (۴-۳۹-۴- الف) مدارهای دینامیکی را به ازای مقادیر مختلف پریلود نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای مقادیر پریلود ۰/۴۵ و ۰/۵ نشان‌داده شده است. اما با افزایش مقدار

پریلود به $\delta = ۰/۵۵$ پایداری در رفتار منظم کاهش می‌یابد. چنین رفتار نامنظمی به‌ازای $\delta = ۰/۶$ نیز صورت می‌گیرد.

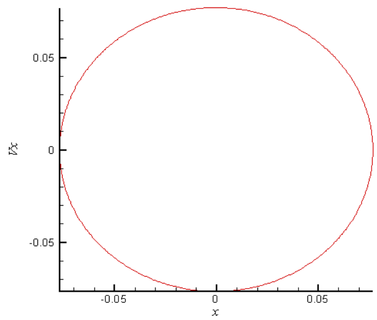
از شکل‌های (۴-۳۹-۱- ب) الی (۴-۳۹-۴- ب) مشاهده می‌شود که فضای حالت به ازای مقادیر پریلود ۰/۴۵ و ۰/۵منظم است و با افزایش آن به مقادیر ۰/۵۵ و ۰/۶ نامنظم می‌شود.

شکل‌های (۴-۳۹-۱- ج، د) الی (۴-۳۹-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای مقادیر پریلود مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی به ازای مقادیر پریلود ۰/۴۵ و ۰/۵ و شبه تناوبی به ازای مقادیر پریلود ۰/۵۵ و ۰/۶ می‌رود.

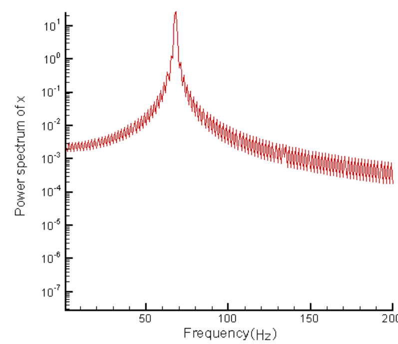
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۴-۴۰- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، پریلود، در محدوده $۰/۴ \leq \delta \leq ۰/۶۰۲$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۴-۴۱- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۰/۵۱ \leq \delta \leq ۰/۶۰۲$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۵۲۲$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل‌های (۴-۴۲- الف، ب) نگاشت پوانکاره به ازای مقادیر پریلود ۰/۴۵ و ۰/۵، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۵۲۲ \leq \delta \leq ۰/۶۰۲$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای مقادیر پریلود ۰/۵۵ و ۰/۶ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۴-۴۲- ج، د) وقوع چنین رفتاری را با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش مجدد مقدار پریلود از $\delta = ۰/۶۰۲$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



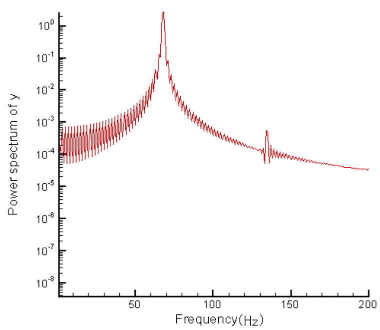
۴-۳۹-۱- (الف)



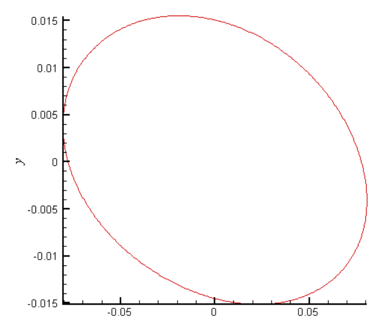
۴-۳۹-۱- (ب)



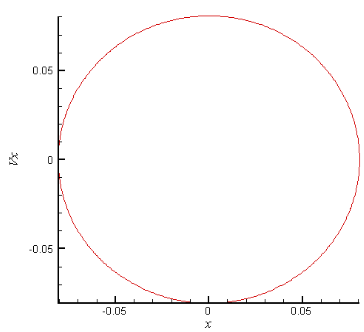
۴-۳۹-۱- (ج)



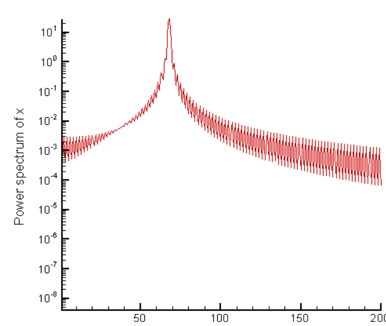
۴-۳۹-۱- (د)



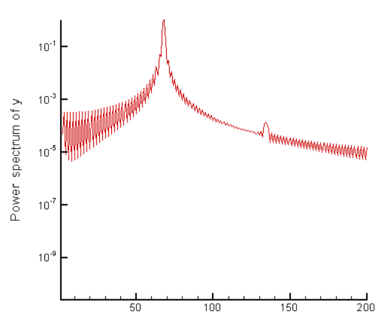
۴-۳۹-۲- (الف)



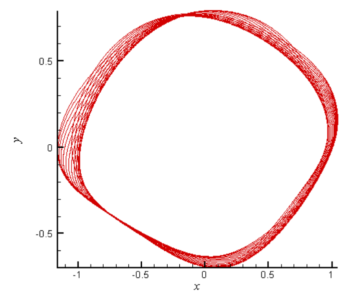
۴-۳۹-۲- (ب)



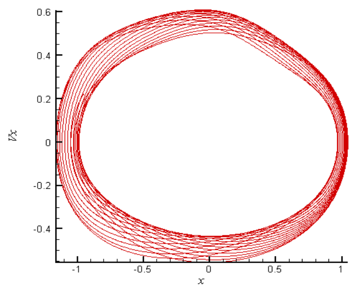
۴-۳۹-۲- (ج)



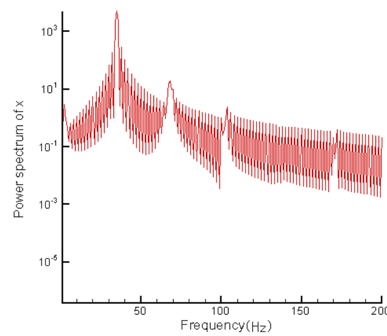
۴-۳۹-۲- (د)



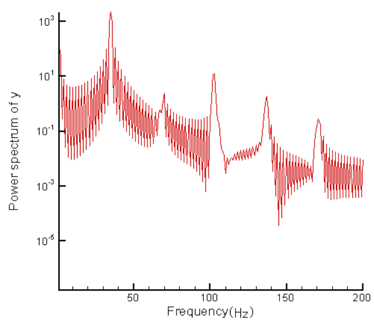
۴-۳۹-۳- (الف)



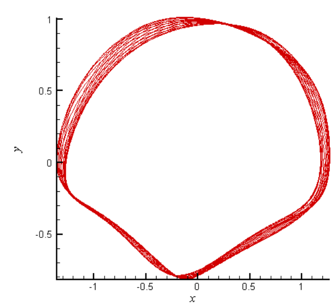
۴-۳۹-۳- (ب)



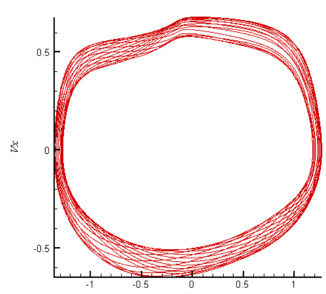
۴-۳۹-۳- (ج)



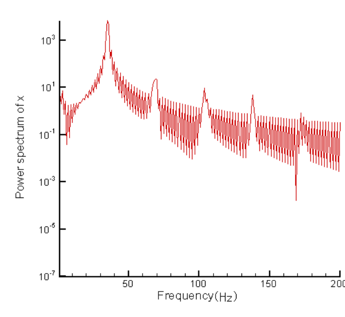
۴-۳۹-۳- (د)



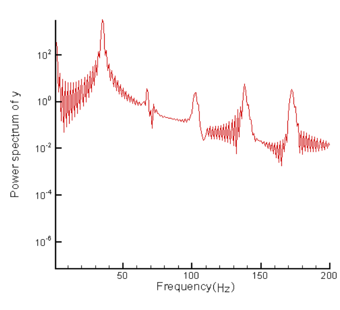
۴-۳۹-۴- (الف)



۴-۳۹-۴- (ب)

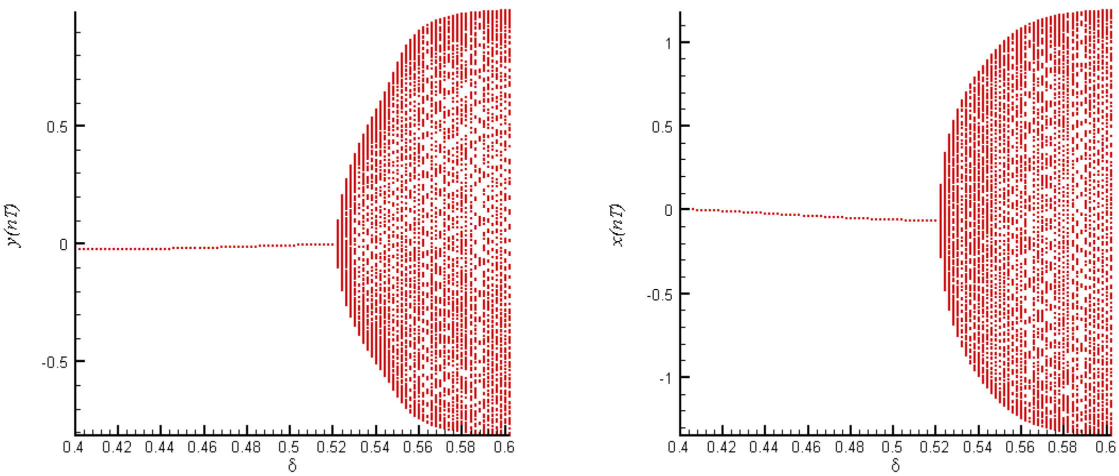


۴-۳۹-۴- (ج)



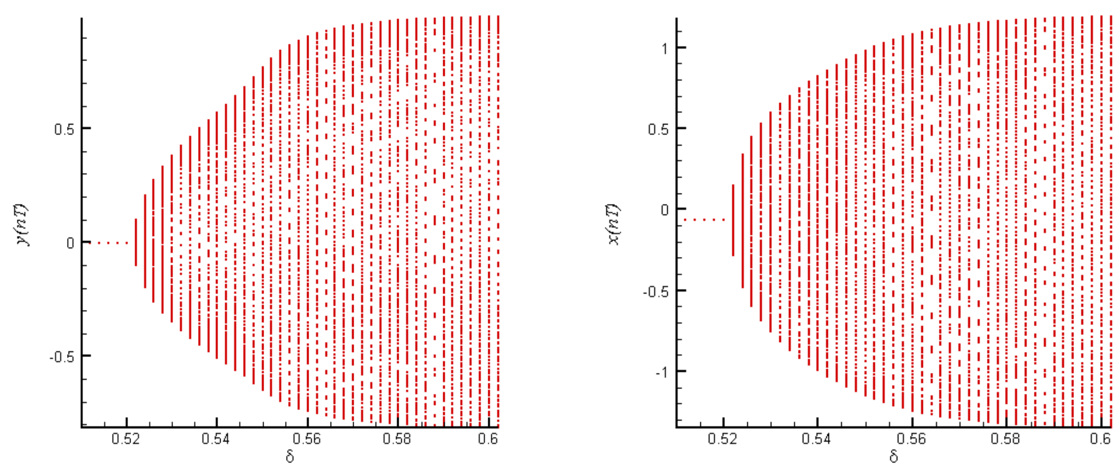
۴-۳۹-۴- (د)

شکل (۴-۳۹): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta = 0/45$ (۴-۳۹-۱)، $\delta = 0/5$ (۴-۳۹-۲)، $\delta = 0/55$ (۴-۳۹-۳) و $\delta = 0/6$ (۴-۳۹-۴) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda = 1/5, \overline{\rho} = 0/001mm$



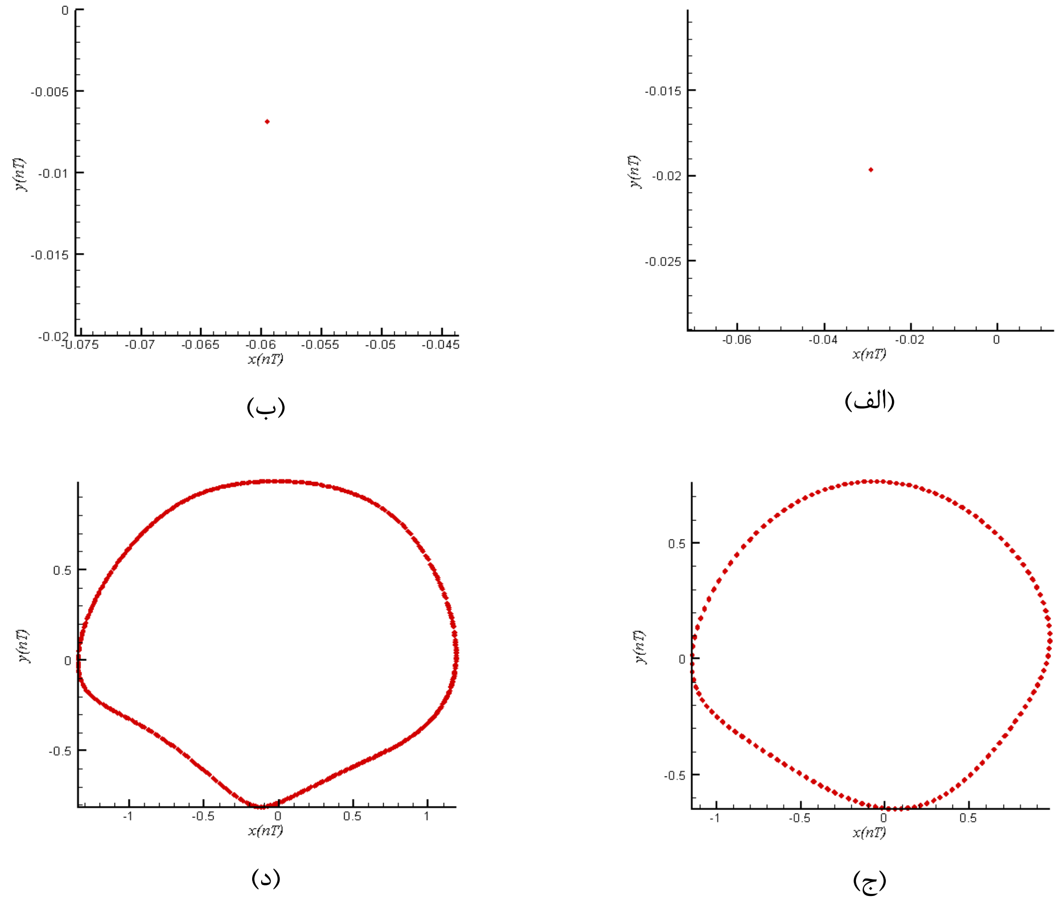
(ب) (الف)

شکل (۴-۴۰): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



(ب) (الف)

شکل (۴-۴۱): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۰/۵۱ \le \delta \le ۰/۶۰۲$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان دو-
لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



شکل(۴-۴۲): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازا $\delta =$ ۰/۴۵ (الف)، ۰/۵ (ب)، ۰/۵۵ (ج) و ۰/۶ (د) برای یاتاقان دو-لب تحت شرایط $\lambda =$ ۱/۵, $\overline{\rho} =$ ۰/۰۰۱ mm

فصل پنجم

ارائه نتایج و بررسی رفتارهای دینامیکی در سیستم یاتاقان گازی غیرمدور سه-لب

۵-۱ مقدمه

در این فصل با توجه به الگوریتم ارائه شده در فصل سوم رفتار سیستم در حالتی که محور روی دو یاتاقان گازی غیرمدور سه-لب نگهداری می‌شود، مورد بررسی قرار می‌گیرد. اطلاعات بکارگرفته شده در این بررسی عبارتند از [۱۰۵،۱۰۰]:

شعاع محور $\overline{R} = ۰/۰۵m$، لقی شعاعی $\overline{C} = ۳\times ۱۰^{-۵}\ m$، لزجت روانکار $\overline{\mu} = ۱/۸\times ۱۰^{-۵}\ kg/ms$

در بخش‌های (۵-۲) و (۵-۳) نتایج برای حالتی که سیستم به طور کامل بالانس باشد به ترتیب برای نسبت طول به قطرهای ۱ ([۵۶-۵۸] و [۲۶-۲۲]) و ۱/۵ ([۱۰۵،۱۰۰]) مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین نتایج برای حالتی که نابالانسی جرمی در سیستم وجود داشته باشد، به ترتیب برای نسبت‌های طول به قطر ۱ و ۱/۵ در بخش‌های (۵-۴) و (۵-۵) مورد بررسی قرار می‌گیرد.

در بخش‌های مذکور پارامترهایی نظیر عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود، در این دو نسبت طول به قطر تحت شرایطی که محور به طور کامل بالانس باشد و یا نابالانسی جرمی برای آن درنظرگرفته شود، مورد بررسی قرارگرفته تا نواحی که در آن رفتارهای مختلف با تغییر پارامترهای مذکور صورت می‌گیرد، شناسایی شود.

۵-۲ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$

در این بخش با فرض بالانس بودن کامل محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان واحد باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۵-۲-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

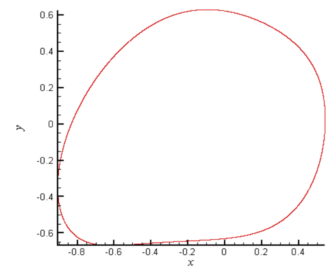
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W}_{\cdot} = ۵۰۶/۵\,N$ و $\overline{m}_r = ۲۵/۸\,kg$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۵-۱-۱- الف، ب) و (۵-۱-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را در اعداد یاتاقان ۲۰ و ۲۲ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این اعداد می‌باشد. بی‌نظمی در رفتار با افزایش عدد یاتاقان به مقادیر ۲۴/۸ و ۲۵ در شکل‌های (۵-۱-۳- الف، ب) و (۵-۱-۴- الف، ب) مشاهده می‌شود.

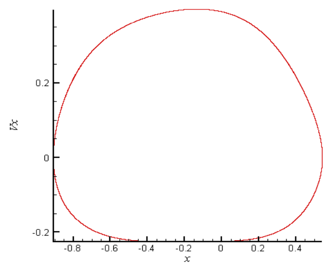
شکل‌های (۵-۱-۱- ج، د) الی (۵-۱-۴- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای اعداد یاتاقان مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی با نشان‌دادن فرکانس‌های غالب و هارمونیک‌های آن KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۲- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، عدد یاتاقان، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که تا قبل از عدد یاتاقان $\Lambda = ۱۸/۸$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده $۱۸/۸ \le \Lambda < ۲۰/۶$ سیستم رفتار هارمونیکی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای $\Lambda = ۲۰$ نشان‌داده‌شده در شکل (۵-۳- الف) وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. پایداری چنین رفتاری با افزایش عدد یاتاقان کاهش یافته و رفتار از نوع دو-پریودیکی در محدوده $۲۰/۶ \le \Lambda \le ۲۲/۲$ ظاهر می‌شود. نگاشت پوانکاره به ازای $\Lambda = ۲۲$ چنین رفتاری را شکل (۵-۳- ب) نشان می‌دهد. دوباره رفتارهای تناوبی و دو-پریودیکی به ترتیب در محدوده‌های $۲۲/۲ < \Lambda \le ۲۴/۴$ و $۲۴/۴ < \Lambda < ۲۵$ شکل می‌گیرند و نگاشت‌های پوانکاره به ازای مقادیر عدد یاتاقان ۲۴ و ۲۴/۸ چنین رفتاری را شکل‌های (۵-۳- پ، ت) تایید می‌کنند. چهار و شش-پریودیک بودن رفتار به ازای مقادیر عدد یاتاقان ۲۵ و ۲۵/۲ در شکل‌های (۵-۳- ج، د) نشان‌داده شده

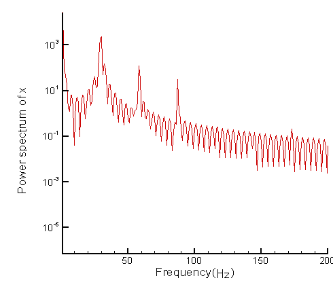
است. با افزایش مجدد عدد یاتاقان از مقدار $\Lambda =$ ۲۵/۲ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



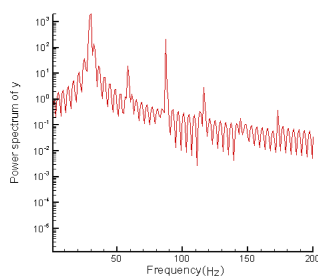
۵-۱-۱- (الف)



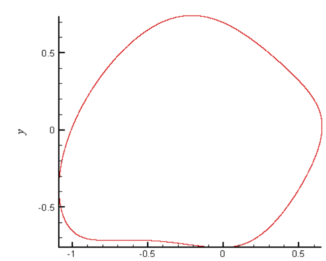
۵-۱-۱- (ب)



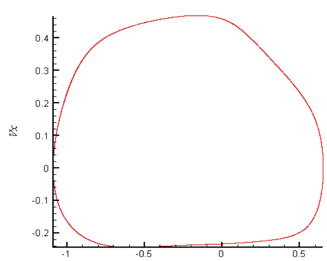
۵-۱-۱- (ج)



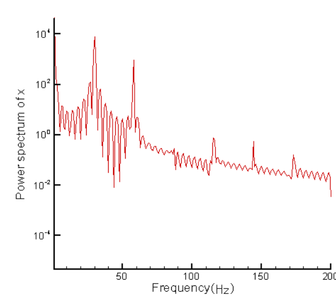
۵-۱-۱- (د)



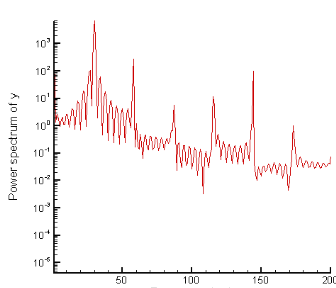
۵-۱-۲- (الف)



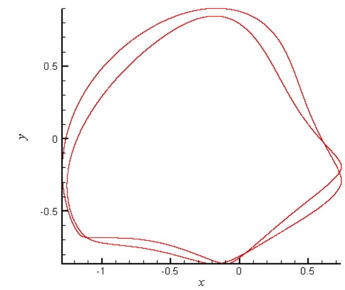
۵-۱-۲- (ب)



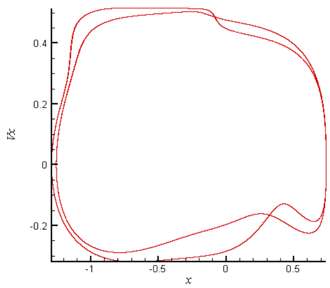
۵-۱-۲- (ج)



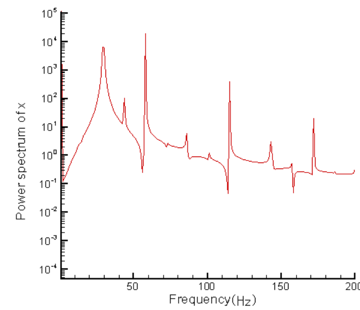
۵-۱-۲- (د)



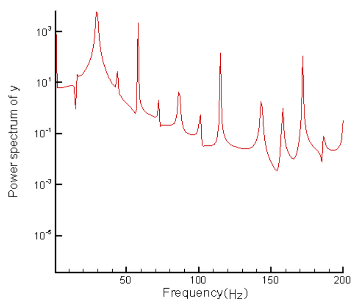
۵-۱-۳- (الف)



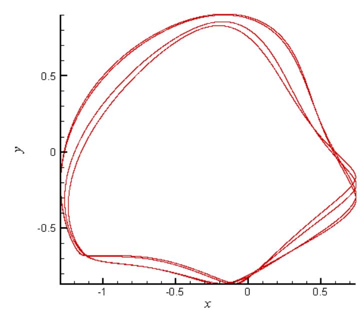
۵-۱-۳- (ب)



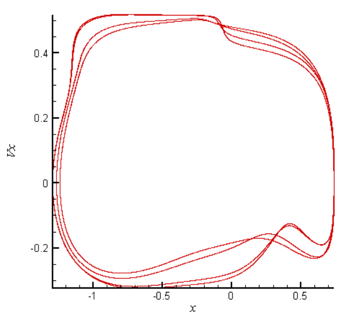
۵-۱-۳- (ج)



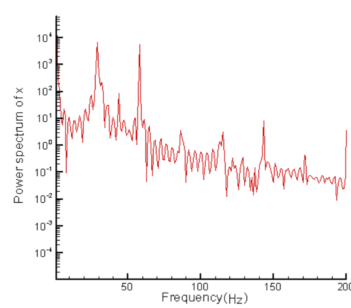
۵-۱-۳- (د)



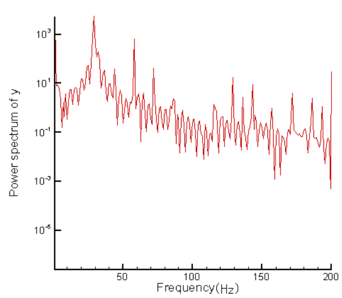
۵-۱-۴- (الف)



۵-۱-۴- (ب)

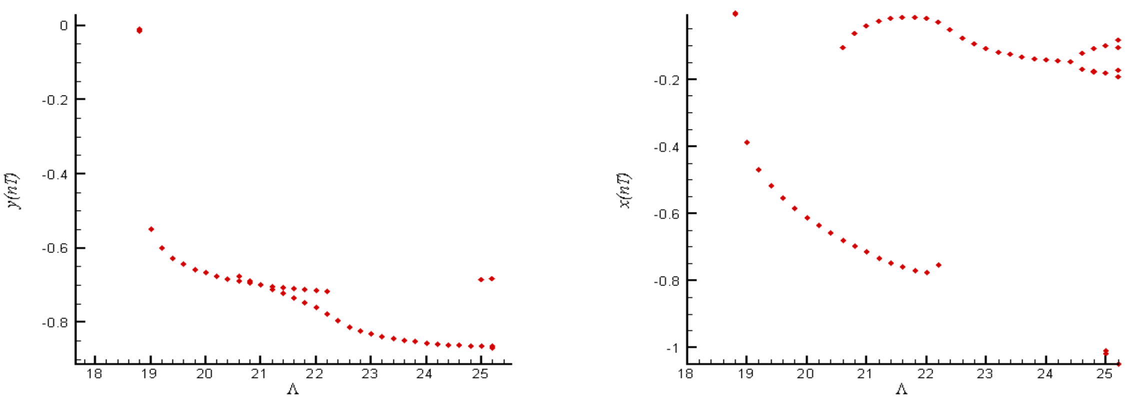


۵-۱-۴- (ج)



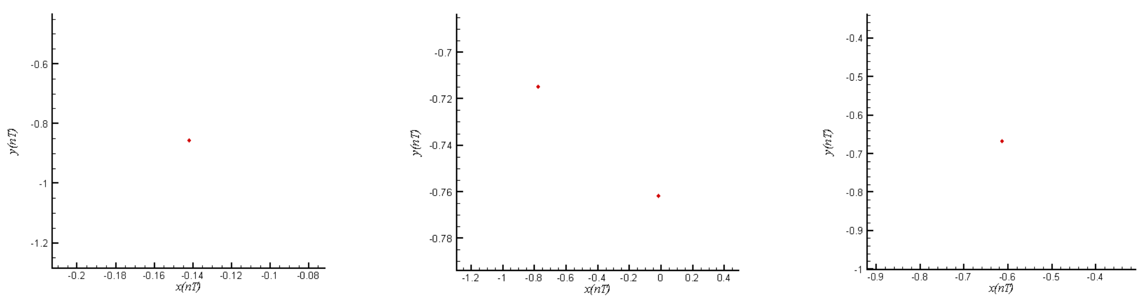
۵-۱-۴- (د)

شکل (۵-۱): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\Lambda = ۲۰$ (۵-۱-۱)، $\Lambda = ۲۲$ (۵-۱-۲)، $\Lambda = ۲۵$ (۵-۱-۳) و $\Lambda = ۲۵/۲$ (۵-۱-۴) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$

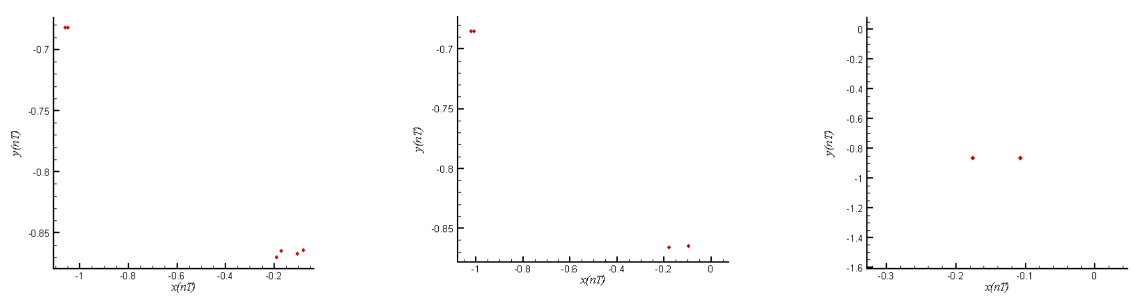


(الف) (ب)

شکل (۵-۲): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$



(الف) (ب) (پ)



(ت) (ج) (د)

شکل (۵-۳): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda = ۲۰$ (الف)، ۲۲ (ب)، ۲۴ (پ)، ۲۴/۸ (ت)، ۲۵ (ج)، ۲۵/۲ (د) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$

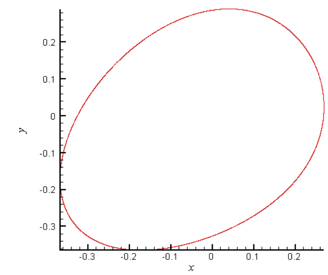
۵-۲-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

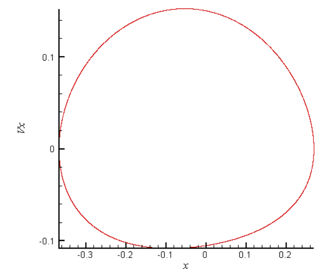
نتایج نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۵-۴-۱- الف، ب) و (۵-۴-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای جرم‌های محور ۱۲ و ۱۷/۵ کیلوگرم نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این مقادیر می‌باشد. بی‌نظمی در رفتار با افزایش جرم محور به مقادیر ۲۰/۶۵ و ۲۵ کیلوگرم در شکل‌های (۵-۴-۳- الف، ب) و (۵-۴-۴- الف، ب) مشاهده می‌شود. شکل‌های (۵-۴-۱- ج، د) الی (۵-۴-۴- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های محور مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی با نشان‌دادن فرکانس‌های غالب و هارمونیک‌های آن KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۵- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، جرم محور، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که تا قبل از $\overline{m_r} = ۱۱/۱\,kg$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش جرم محور و قرارگیری آن در محدوده $۱۱/۱ \le \overline{m_r} < ۱۶/۲kg$ سیستم رفتار هارمونیکی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای $\overline{m_r} = ۱۲kg$ نشان‌داده‌شده در شکل (۵-۶- الف) وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. پایداری چنین رفتاری با افزایش جرم محور کاهش یافته و رفتار دو-پریودیکی در محدوده کوچک $۱۶/۲ \le \overline{m_r} \le ۱۷/۶\,kg$ صورت می‌گیرد. نگاشت پوانکاره به ازای $\overline{m_r} = ۱۷/۵\,kg$ چنین رفتاری را شکل (۵-۶- ب) نشان می‌دهد. دوباره رفتارهای تناوبی و دو-پریودیکی به ترتیب در محدوده‌های $۱۷/۶ < \overline{m_r} \le ۲۴kg$ و $۲۴ < \overline{m_r} \le ۲۵/۳\,kg$ شکل می‌گیرند و نگاشت‌های پوانکاره به ازای مقادیر جرم محور ۲۰/۷ و ۲۵ کیلوگرم چنین رفتاری را شکل‌های (۵-۶- پ، ت) تایید می‌کنند. سه و پنج-پریودیک بودن رفتار به ازای مقادیر جرم محور ۲۵/۸ و ۲۶/۶ کیلوگرم در شکل‌های (۵-۶- ج، د) نشان‌داده شده است. با افزایش مجدد عدد یاتاقان از مقدار $\overline{m_r} = ۲۶/۶\,kg$ برخورد بین

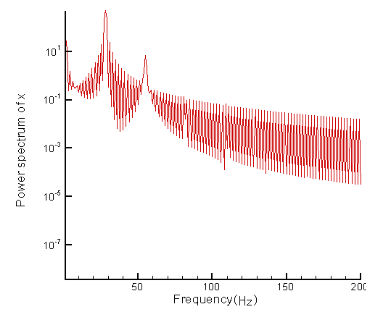
محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



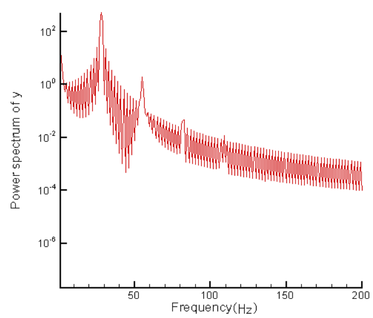
۵-۴-۱- (الف)



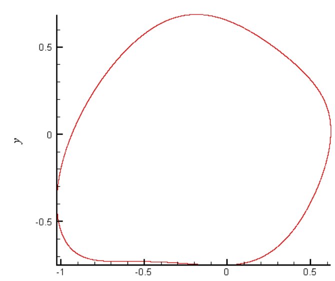
۵-۴-۱- (ب)



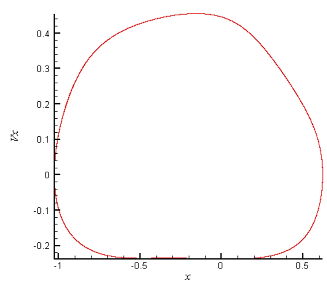
۵-۴-۱- (ج)



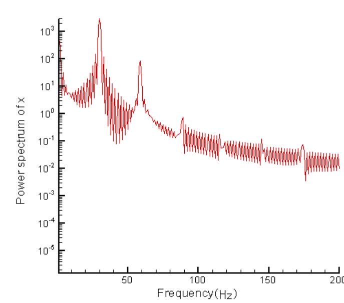
۵-۴-۱- (د)



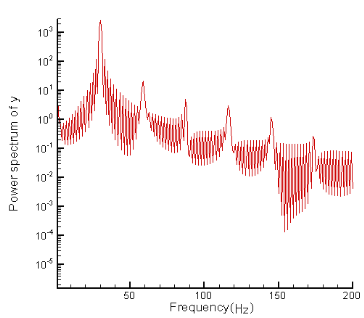
۵-۴-۲- (الف)



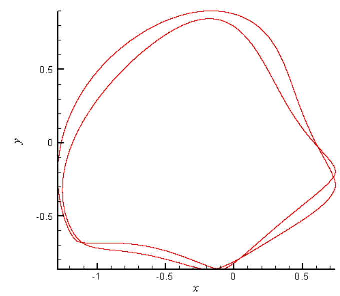
۵-۴-۲- (ب)



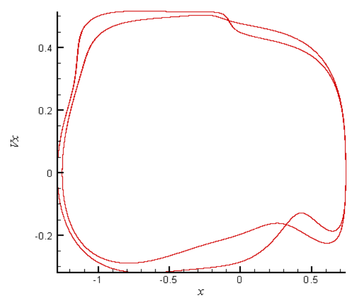
۵-۴-۲- (ج)



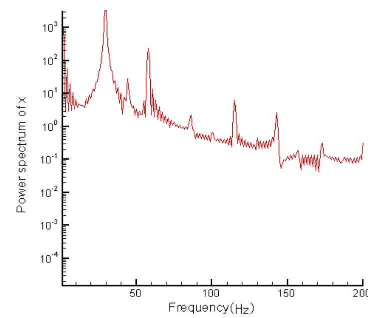
۵-۴-۲- (د)



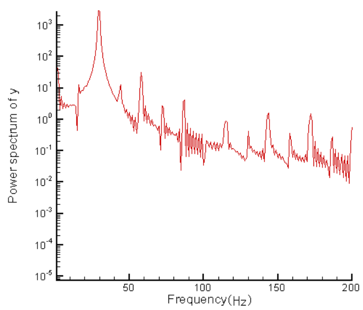
۵-۴-۳- (الف)



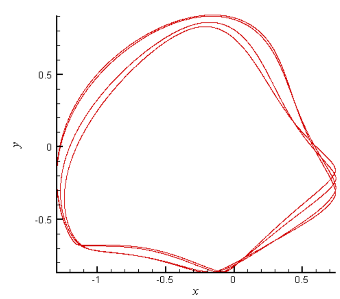
۵-۴-۳- (ب)



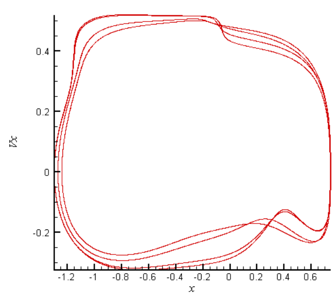
۵-۴-۳- (ج)



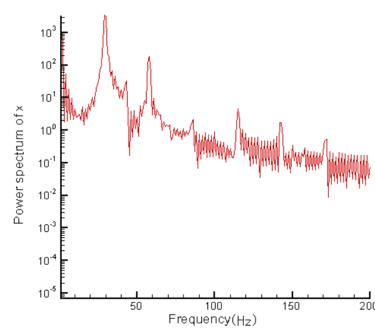
۵-۴-۳- (د)



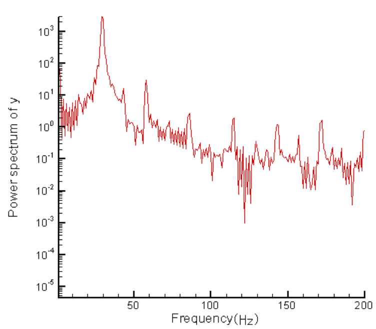
۵-۴-۴- (الف)



۵-۴-۴- (ب)

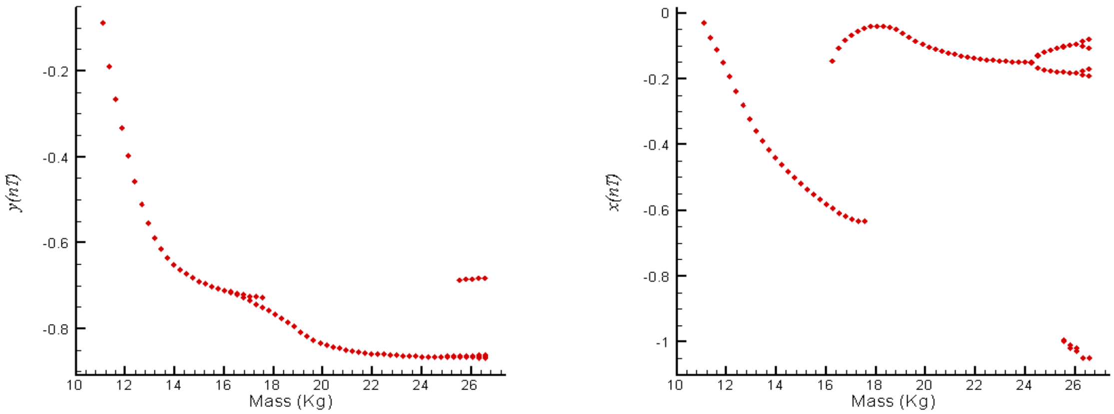


۵-۴-۴- (ج)



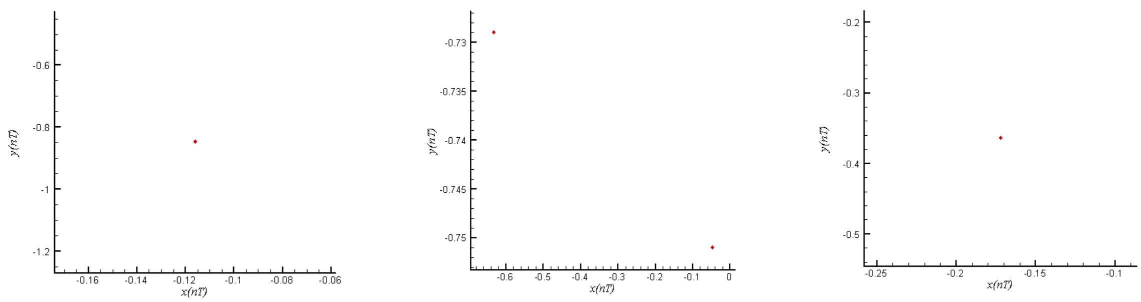
۵-۴-۴- (د)

شکل (۵-۴): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = 12kg$ (۵-۴-۱)، $\overline{m}_r = 17/5kg$ (۵-۴-۲)، $\overline{m}_r = 25/8kg$ (۵-۴-۳) و $\overline{m}_r = 26/6kg$ (۵-۴-۴) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = 1, \overline{\rho} = 0$

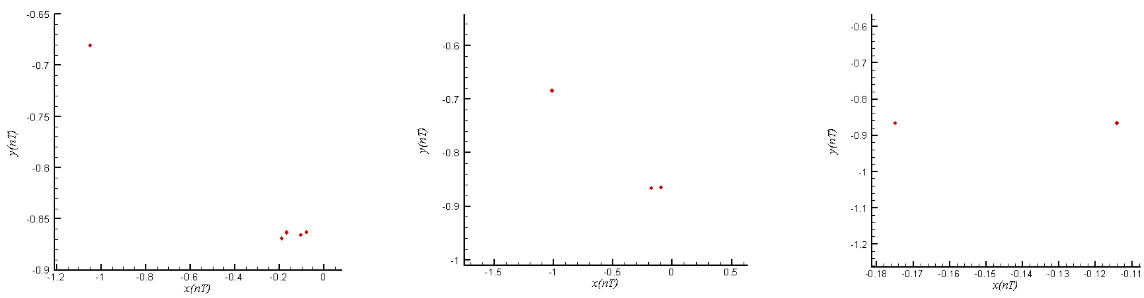


(الف) (ب)

شکل (۵-۵): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$



(الف) (ب) (پ)



(ت) (ج) (د)

شکل (۵-۶): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m_r} = ۱۲$ (الف)، ۱۷/۵ (ب)، ۲۰/۷ (پ)، ۲۵ (ت)، ۲۵/۸ (ج)، ۲۶/۶ (د) کیلوگرم برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$

۵-۲-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

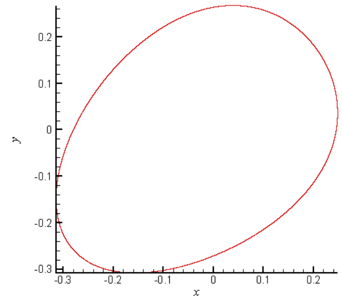
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار جرم محور برابر با $\overline{m}_{r} = ۲۵/۸\ kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می-گیرد.

شکل‌های (۵-۷-۱- الف، ب) الی (۵-۷-۴- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقادیر مختلف پریلود نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در اعداد ۰/۵۴ و ۰/۵۹ می-باشد. با افزایش مقدار پریلود به $\delta = ۰/۶$ نظم در رفتار سیستم کاهش یافته، بگونه‌ایکه شدت بی‌نظمی به ازای $\delta = ۰/۶۰۲$ افزایش می‌یابد.

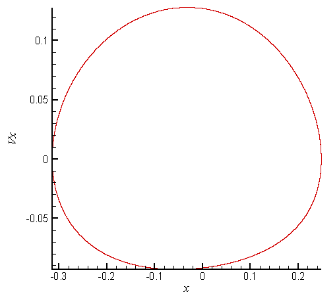
شکل‌های (۵-۷-۱- ج، د) الی (۵-۷-۴- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای مقادیر پریلود مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۸- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، پریلود، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۵۳۸$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۵۳۸ \le \delta < ۰/۵۹۶$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره به ازای مقادیر پریلود ۰/۵۴ و ۰/۵۹ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۵-۹- الف، ب) وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کنند. در محدوده $۰/۵۹۶ \le \delta \le ۰/۶$ رفتار دو-پریودیکی اتفاق می‌افتد و نگاشت پوانکاره در شکل (۵-۹- ج) چنین رفتاری را به ازای $\delta = ۰/۶$ نشان می‌دهد. رفتار چهار-پریودیکی به ازای $\delta = ۰/۶۰۲$ صورت می‌گیرد. نگاشت پوانکاره به ازای این مقدار از پریلود در شکل(۵-۹- د) چنین رفتاری را تایید می‌کند. با افزایش مجدد

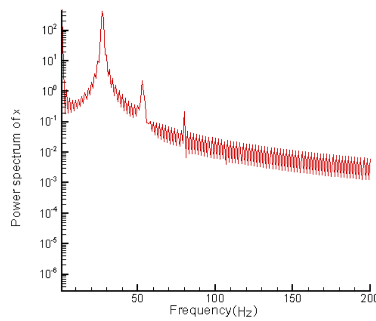
پریلود از مقدار $\delta = ۰/۶۰۲$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



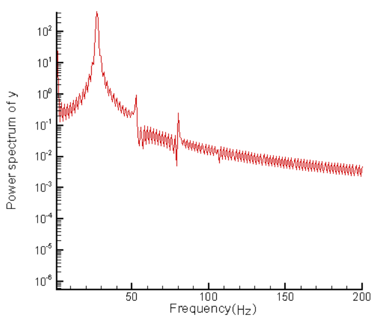
۵-۷-۱- (الف)



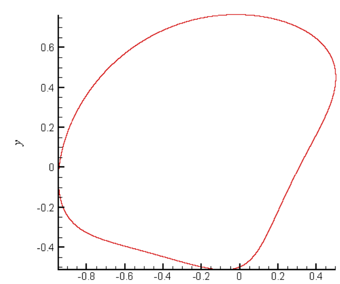
۵-۷-۱- (ب)



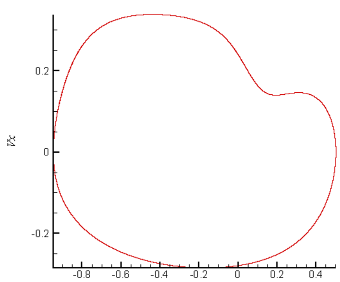
۵-۷-۱- (ج)



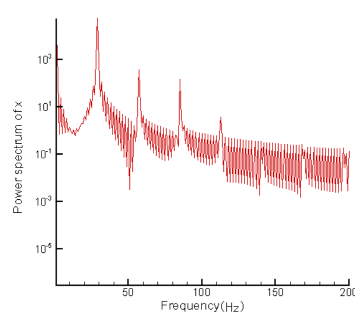
۵-۷-۱- (د)



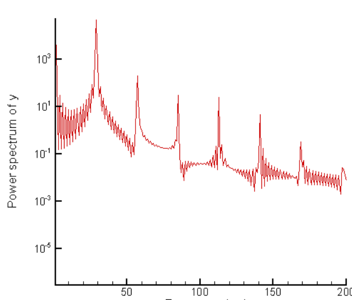
۵-۷-۲- (الف)



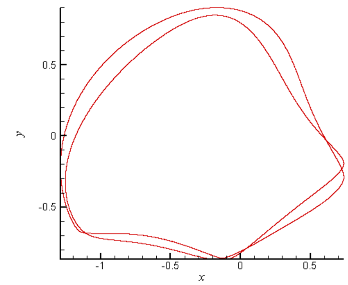
۵-۷-۲- (ب)



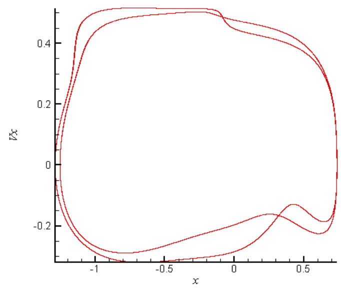
۵-۷-۲- (ج)



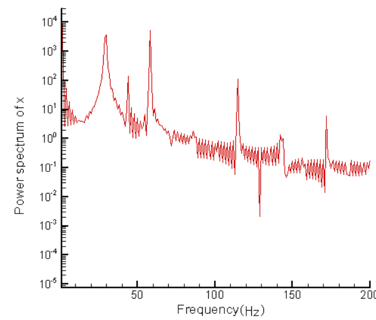
۵-۷-۲- (د)



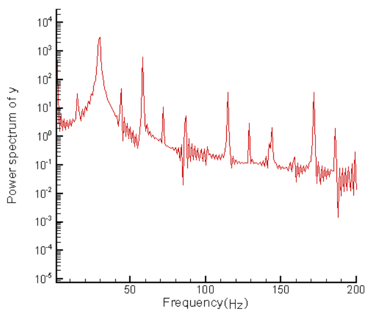
۵-۷-۳- (الف)



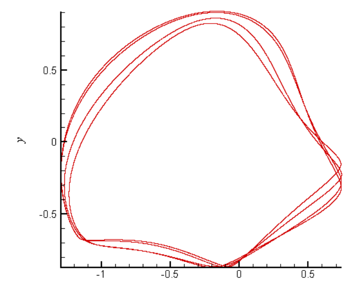
۵-۷-۳- (ب)



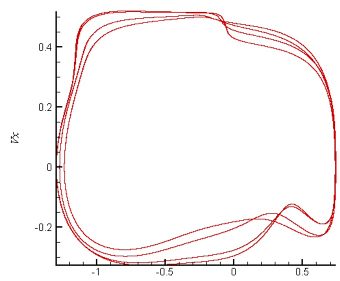
۵-۷-۳- (ج)



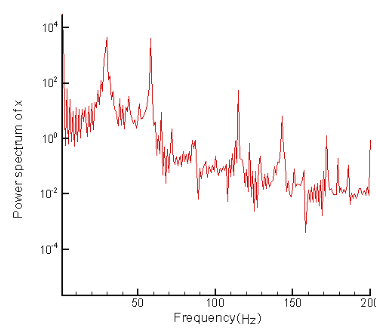
۵-۷-۳- (د)



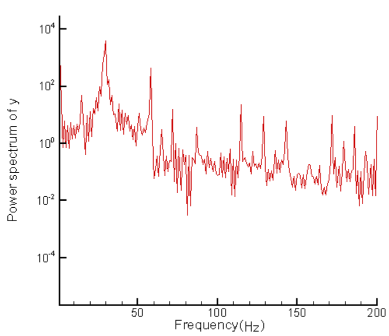
۵-۷-۴- (الف)



۵-۷-۴- (ب)

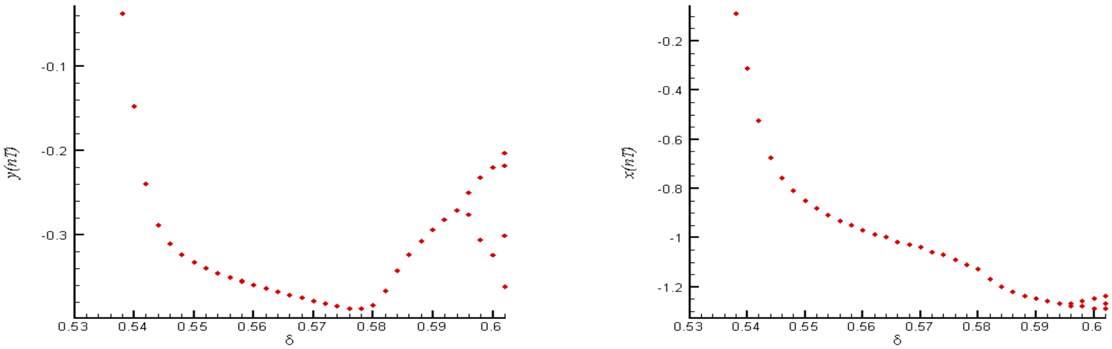


۵-۷-۴- (ج)



۵-۷-۴- (د)

شکل (۵-۷): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta = ۰/۵۴$ (۵-۷-۱)، $\delta = ۰/۵۹$ (۵-۷-۲)، $\delta = ۰/۶$ (۵-۷-۳) و $\delta = ۰/۶۰۲$ (۵-۷-۴) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۵-۸): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰$

(ب) (الف)

(د) (ج)

شکل (۵-۹): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\delta = ۰/۵۴$ (الف)، $۰/۵۹$ (ب)، ۰/۶ (ج) و ۰/۶۰۲ (د) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰$

۵-۳ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$

در این بخش با فرض بالانس بودن کامل محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان ۱/۵ باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

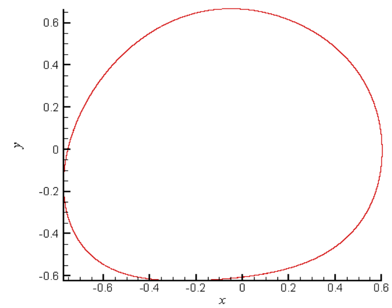
۵-۳-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W}_{\cdot} = ۵۰۶/۵\, N$ و $\overline{m}_{r} = ۲۵/۸\, kg$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

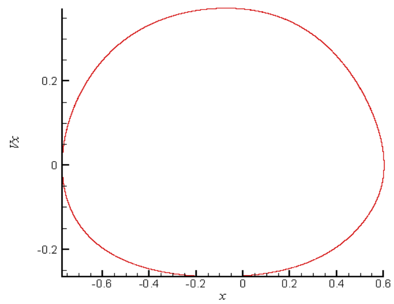
شکل‌های (۵-۱۰-۱- الف، ب) الی (۵-۱۰-۴- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را در مقادیر مختلف عدد یاتاقان نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در اعداد ۲۰ و ۲۶ می‌باشد. با افزایش عدد یاتاقان به ۲۶/۶ و ۲۹ پایداری در رفتار منظم سیستم کاهش می‌یابد.

شکل‌های (۵-۱۰-۱- ج، د) الی (۵-۱۰-۴- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای عددهای یاتاقان مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

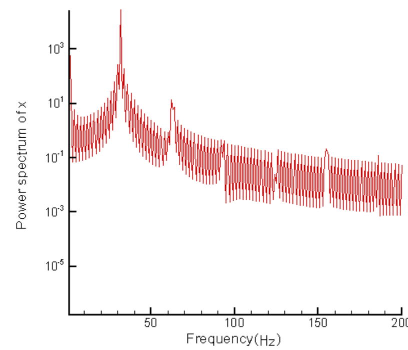
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۱۱- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر در مقدار پارامتر آن، عدد یاتاقان، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای اعداد یاتاقان کوچکتر از $\Lambda = ۱۷/۸$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده $۱۷/۸ \le \Lambda < ۲۸/۶$ سیستم رفتار هارمونیکی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره برای اعداد یاتاقان ۲۰ و ۲۶ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۵-۱۲- الف، ب) وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کنند. ناگهان رفتار دو-پریودیکی به ازای $\Lambda = ۲۸/۶$ اتفاق می‌افتد و نگاشت پوانکاره در شکل (۵-۱۲- ج) آن رفتار را نشان می‌دهد. در محدوده $۲۸/۶ < \Lambda \le ۲۹/۲$ رفتار سه-پریودیکی صورت می‌گیرد و نگاشت پوانکاره در شکل (۵-۱۲- د) چنین رفتاری را به ازای $\Lambda = ۲۹$ تایید می‌کند. با افزایش مجدد عدد یاتاقان از مقدار $\Lambda = ۲۹/۲$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



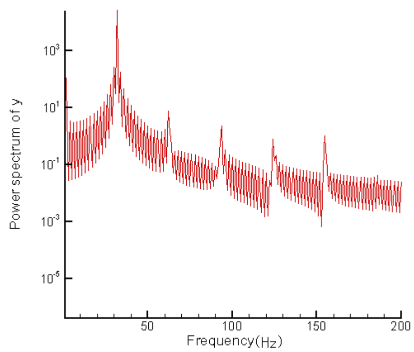
۵-۱۰-۱- (الف)



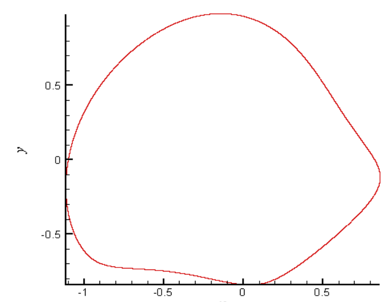
۵-۱۰-۱- (ب)



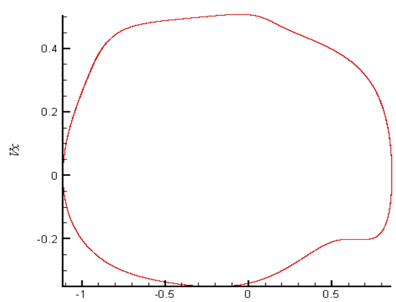
۵-۱۰-۱- (ج)



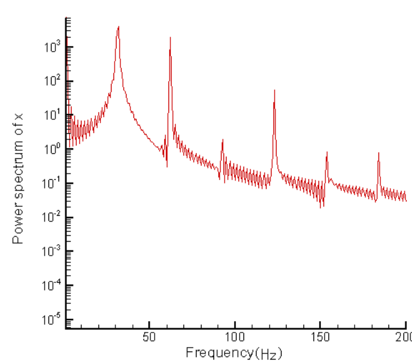
۵-۱۰-۱- (د)



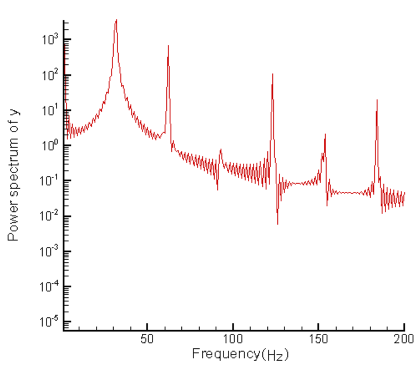
۵-۱۰-۲- (الف)



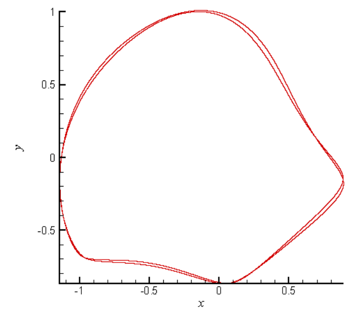
۵-۱۰-۲- (ب)



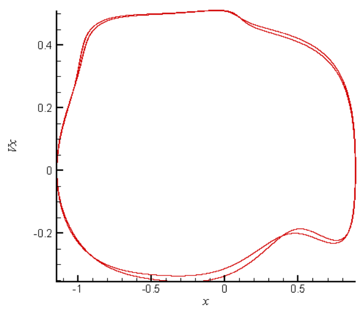
۵-۱۰-۲- (ج)



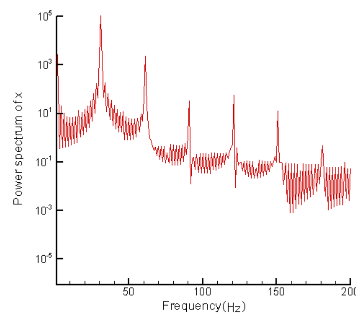
۵-۱۰-۲- (د)



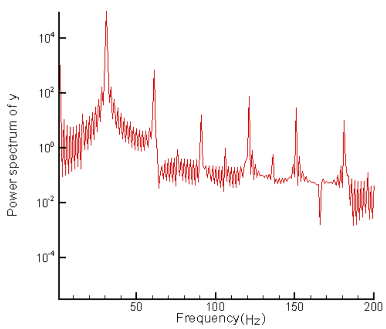
۵-۱۰-۳- (الف)



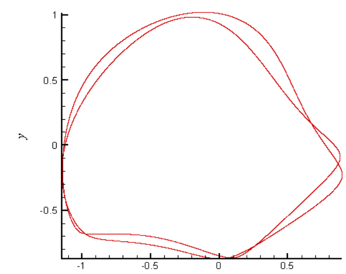
۵-۱۰-۳- (ب)



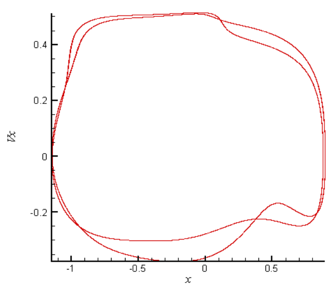
۵-۱۰-۳- (ج)



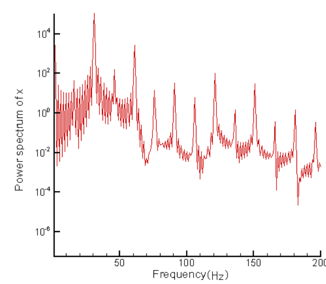
۵-۱۰-۳- (د)



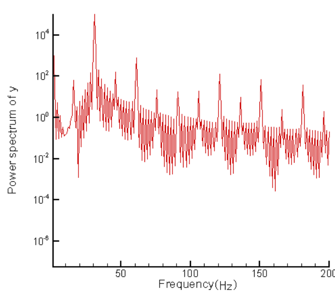
۵-۱۰-۴- (الف)



۵-۱۰-۴- (ب)

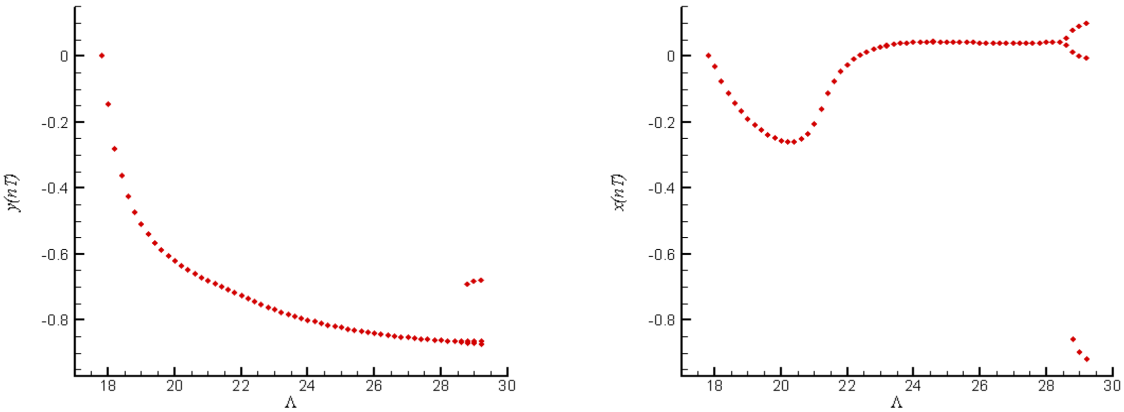


۵-۱۰-۴- (ج)



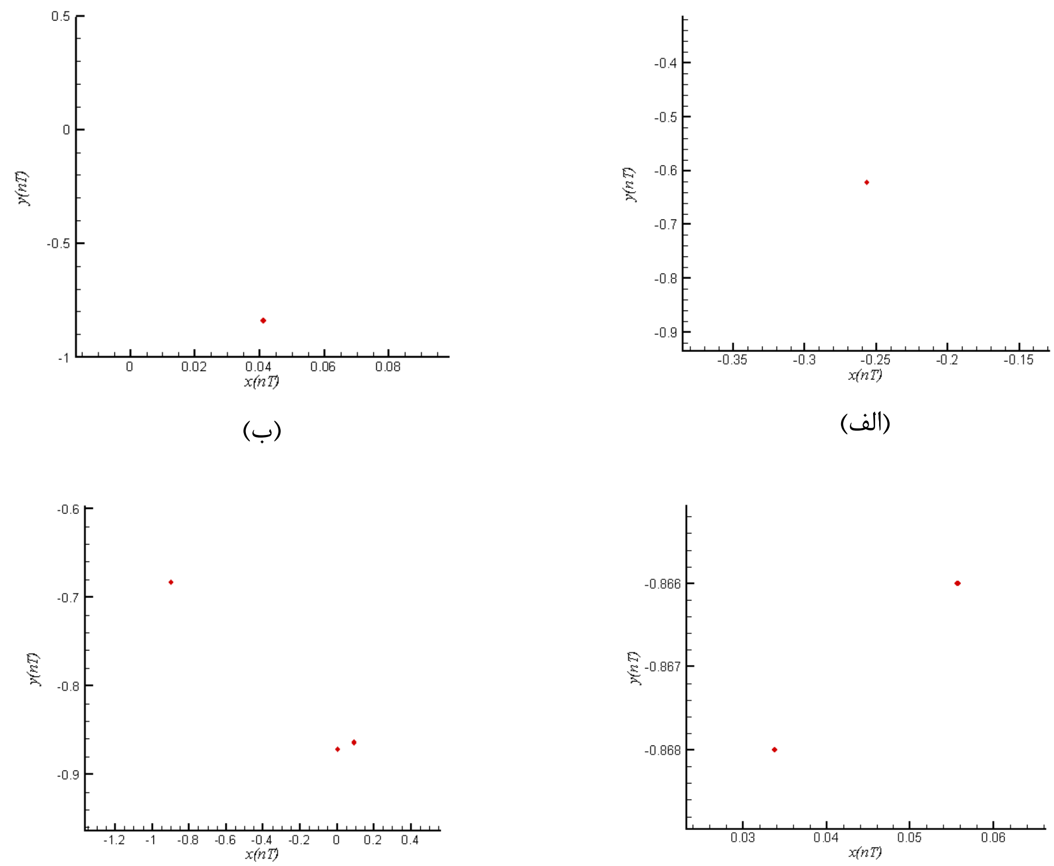
۵-۱۰-۴- (د)

شکل (۵-۱۰): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\Lambda = ۲۰$ (۵-۱۰-۱)، $\Lambda = ۲۶$ (۵-۱۰-۲)، $\Lambda = ۲۸/۶$ (۵-۱۰-۳) و $\Lambda = ۲۹$ (۵-۱۰-۴) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۵-۱۱): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

(د) (ج)

شکل (۵-۱۲): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda = ۲۰$ (الف) ، ۲۶ (ب)، ۲۸/۶ (ج)، ۲۹ (د) برای یاتاقان سه-لب تحت
شرایط $\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$

۵-۳-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

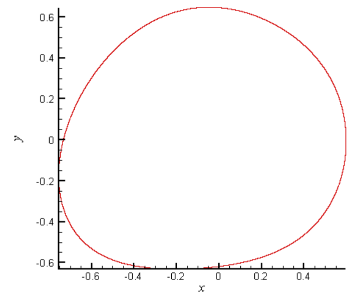
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{\cdot} = ۵۰۶/۵\,N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۵-۱۳-۱- الف، ب) الی (۵-۱۳-۴- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقادیر مختلف جرم محور نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در مقادیر جرم‌های ۱۵/۵ و ۳۱ کیلوگرم می‌باشد. با افزایش جرم محور به ۳۶/۱۴ و ۳۶/۲۴ کیلوگرم، پایداری در رفتار منظم سیستم کاهش می‌یابد.

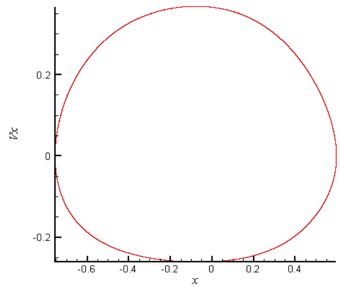
شکل‌های (۵-۱۳-۱- ج، د) الی (۵-۱۳-۴- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های محور مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این مقادیر تایید می‌کنند.

دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۱۴- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، جرم محور، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای مقادیر جرم محور کوچکتر از $\overline{m}_r = ۱۱/۸۷kg$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش جرم محور و قرارگیری آن در محدوده $۱۱/۸۷ \le \overline{m}_r < ۳۵/۳۶kg$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره برای مقادیر جرم محور ۱۵/۵ و ۳۱ کیلوگرم نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۵-۱۵- الف، ب) وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کنند. با افزایش جرم محور، رفتارهای دو و سه-پریودیکی به ترتیب در محدوده‌های کوچک $۳۵/۳۶ \le \overline{m}_r < ۳۶/۴kg$ و $۳۶/۴ \le \overline{m}_r \le ۳۶/۹۲kg$ اتفاق می‌افتد. حضور دو و سه نقطه نشان‌داده-شده در شکل‌های (۵-۱۵- ج، د) به ترتیب وقوع چنین رفتارهایی را به ازای مقادیر جرم محور ۳۶/۱۴ و ۳۶/۴ کیلوگرم نشان می‌دهند. برخورد بین محور و یاتاقان با افزایش جرم محور از $\overline{m}_r = ۳۶/۹۲kg$

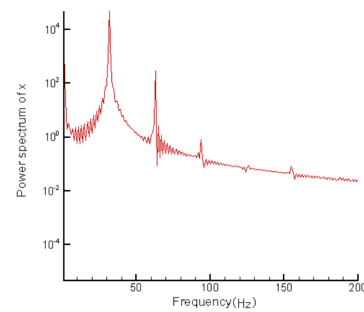
صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



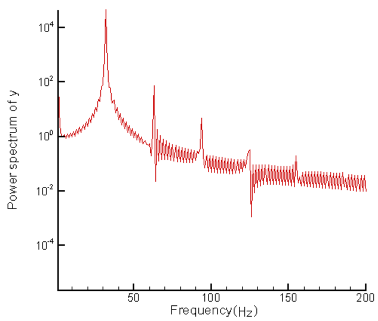
۵-۱۳-۱- (الف)



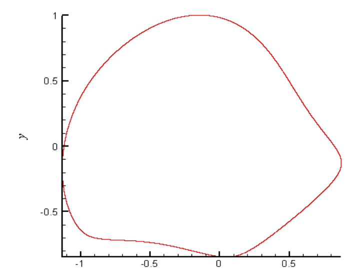
۵-۱۳-۱- (ب)



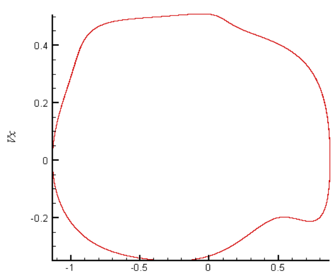
۵-۱۳-۱- (ج)



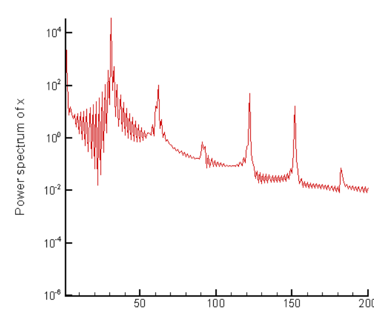
۵-۱۳-۱- (د)



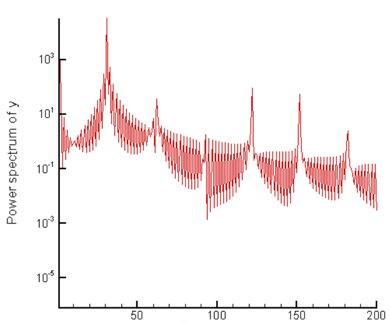
۵-۱۳-۲- (الف)



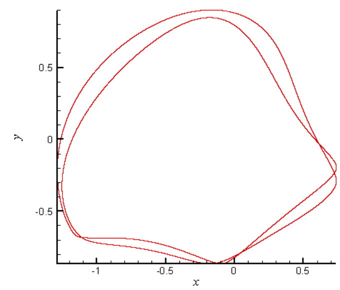
۵-۱۳-۲- (ب)



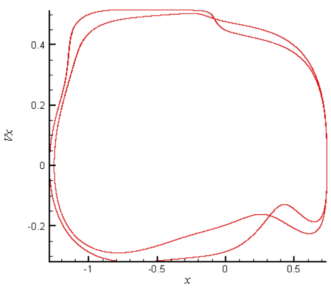
۵-۱۴-۲- (ج)



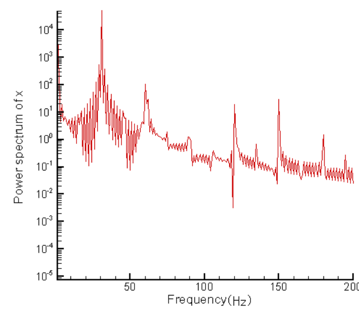
۵-۱۴-۲- (د)



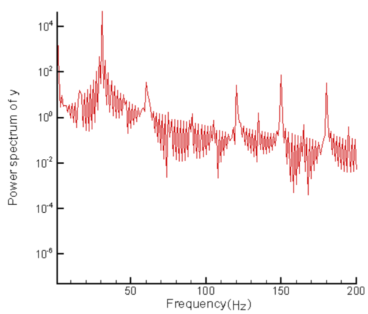
۵-۱۳-۳- (الف)



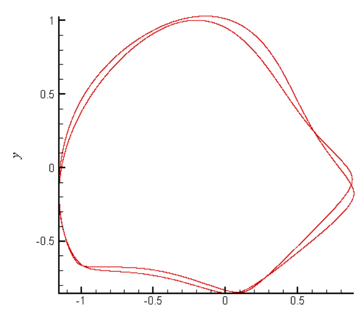
۵-۱۳-۳- (ب)



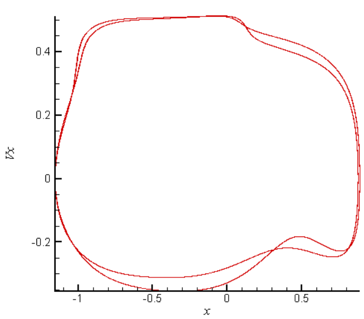
۵-۱۳-۳- (ج)



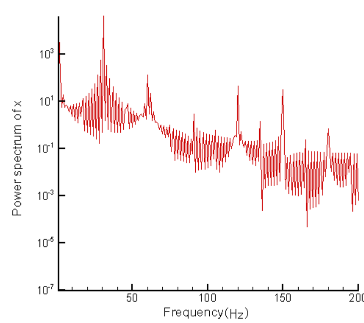
۵-۱۳-۳- (د)



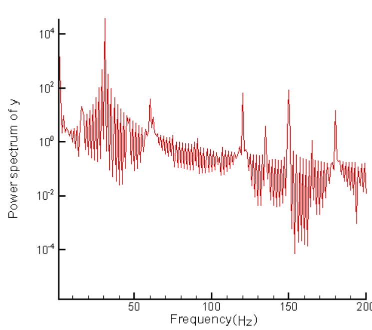
۵-۱۳-۴- (الف)



۵-۱۳-۴- (ب)

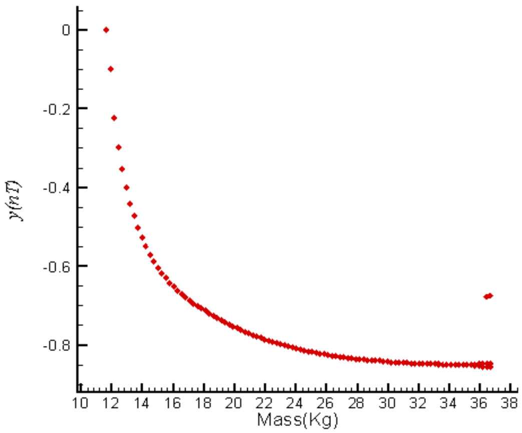


۵-۱۳-۴- (ج)

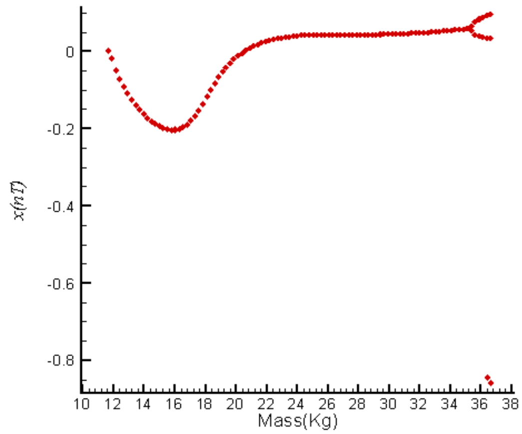


۵-۱۳-۴- (د)

شکل (۵-۱۳): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = ۱۵/۵kg$ (۵-۱۳-۱)، $\overline{m}_r = ۳۱kg$ (۵-۱۳-۲)، $\overline{m}_r = ۳۶/۱۴kg$ (۵-۱۳-۳) و $\overline{m}_r = ۳۶/۴kg$ (۵-۱۳-۴) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$



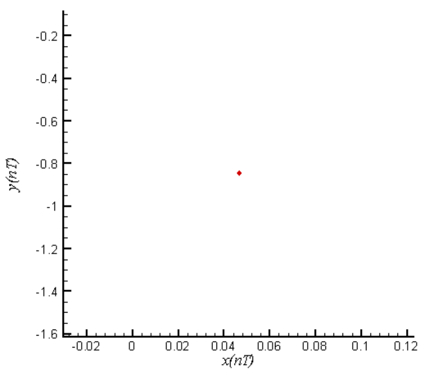
(ب)



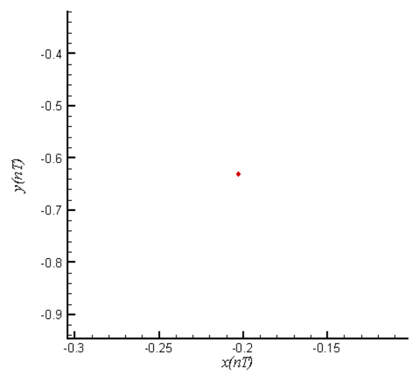
(الف)

شکل (۵-۱۴): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط

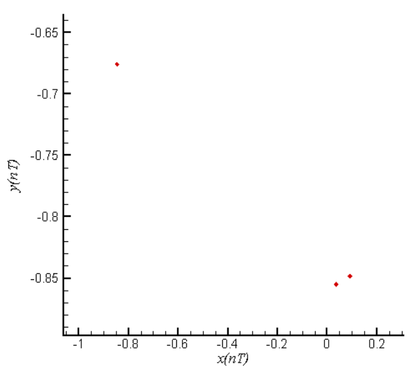
$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$



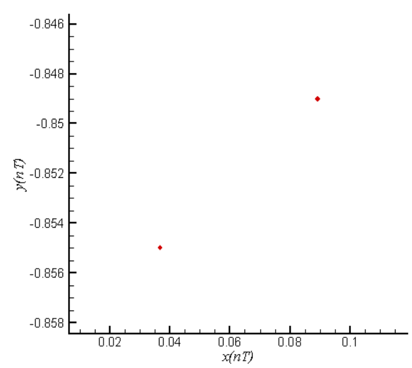
(ب)



(الف)



(د)



(ج)

شکل (۵-۱۵): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m}_r = ۱۵/۵$ (الف)، ۳۱ (ب)، ۳۶/۱۴ (ج) و ۳۶/۴ (د) کیلوگرم برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$

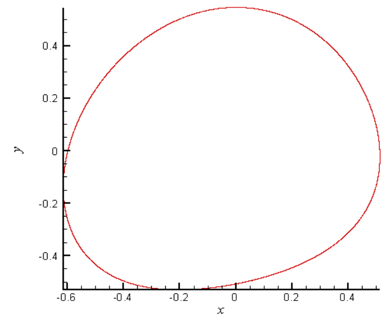
۵-۳-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\,N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار جرم محور برابر با $\overline{m}_{r} = ۲۵/۸\,kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

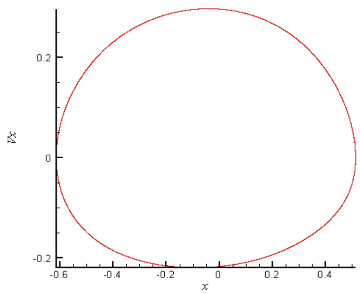
نتایج نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۵-۱۶-۱- الف، ب) و (۵-۱۶-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقادیر پریلود ۰/۵ و ۰/۶ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این اعداد می‌باشد.

شکل‌های (۵-۱۶-۱- ج، د) و (۵-۱۶-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

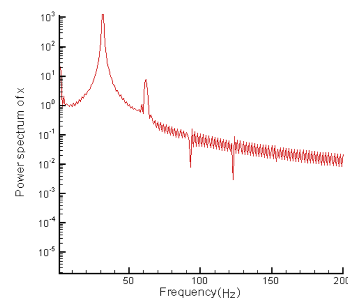
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۱۷- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، پریلود، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۵۳۸$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۵۳۸ \leq \delta \leq ۰/۶۳$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره در مقادیر پریلود ۰/۵ و ۰/۶ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۵-۱۸- الف، ب) وقوع چنین رفتاری با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کنند. با افزایش مجدد پریلود از مقدار $\delta = ۰/۶۳$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



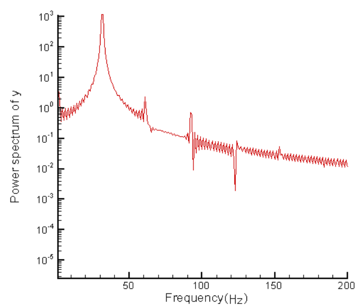
۵-۱۶-۱- (الف)



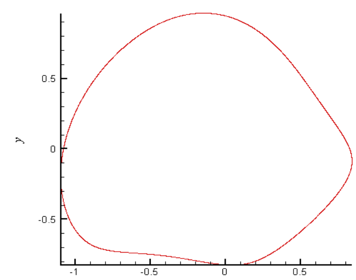
۵-۱۶-۱- (ب)



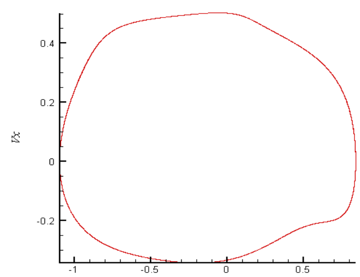
۵-۱۶-۱- (ج)



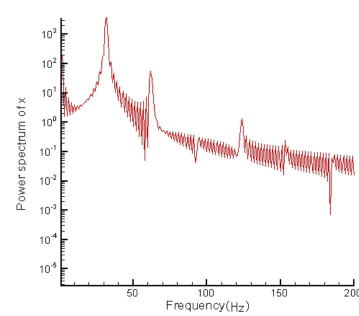
۵-۱۶-۱- (د)



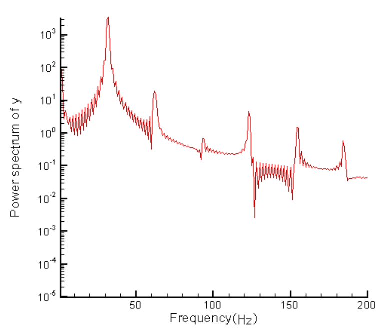
۵-۱۶-۲- (الف)



۵-۱۶-۲- (ب)

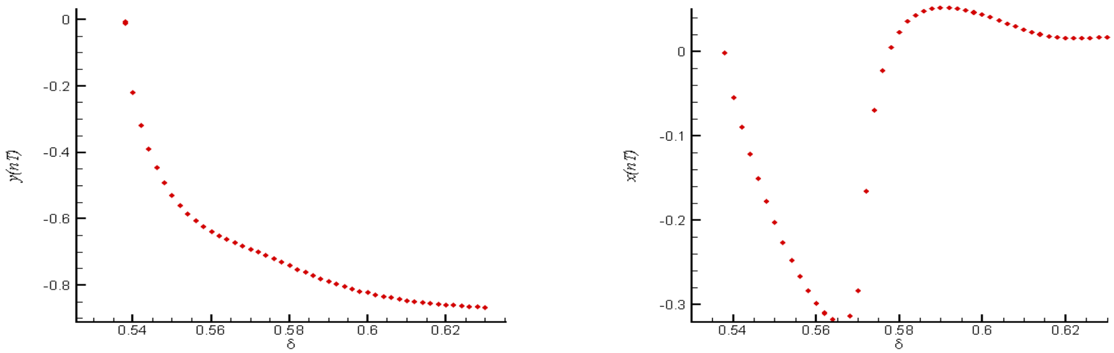


۵-۱۶-۲- (ج)



۵-۱۶-۲- (د)

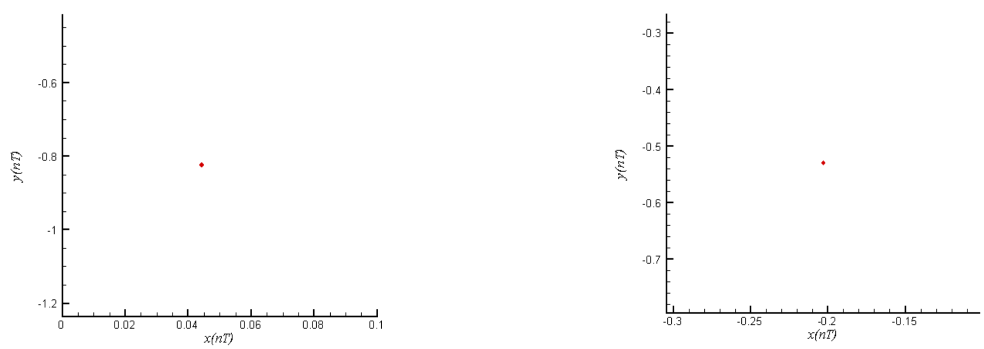
شکل (۵-۱۶): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta = ۰/۵$ (۵-۱۶-۱) و $\delta = ۰/۶$ (۵-۱۶-۲)، برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۵-۱۷): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط

$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۵-۱۸): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\delta = ۰/۵$ (الف) و $۰/۶$ (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط

$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$

۵-۴ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\ mm$

در این بخش با فرض نابالانسی جرمی محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان واحد باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۵-۴-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

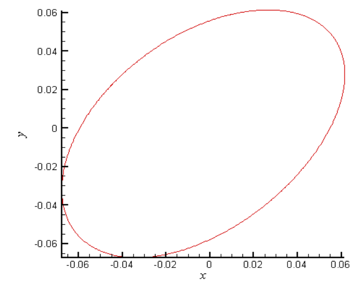
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\overline{m}_r = ۲۵/۸\ kg$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

نتایج نشان‌داده شده در شکل‌های (۵-۱۹-۱- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای عدد یاتاقان $\Lambda = ۱۵$ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این عدد می‌باشد. با افزایش عدد یاتاقان به مقدار $\Lambda = ۱۹$ بی‌نظمی در رفتار سیستم افزایش می‌یابد. چنین رفتاری در شکل-های (۵-۱۹-۲- الف، ب) نشان‌داده شده است. با افزایش مجدد عدد یاتاقان به مقادیر به ۲۲ و ۲۳، شکل-های (۵-۱۹-۳- الف، ب) و (۵-۱۹-۴- الف، ب) وقوع رفتار نامنظم را نشان می‌دهند. اما همانطور که در شکل‌های (۵-۱۹-۴- الف، ب) مشاهده می‌شود، میزان بی‌نطمی به ازای $\Lambda = ۲۳$ کاهش یافته است.

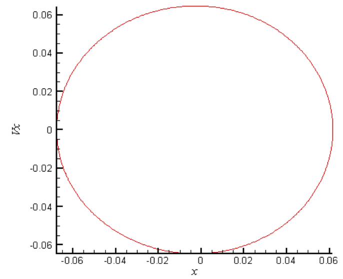
شکل‌های (۵-۱۹-۱- ج، د) الی (۵-۱۹-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای اعداد یاتاقان مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی و شبه تناوبی می‌رود.

دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۲۰- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، عدد یاتاقان، در محدوده $۲ \leq \Lambda \leq ۲۳/۸$ صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۵-۲۱- الف، ب) تغییرات در محدوده $۱۸ \leq \Lambda \leq ۲۳/۸$ را نشان‌داده است. مشاهده می‌شود که برای اعدد یاتاقان کوچکتر از $\Lambda = ۱۹$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می-دهد. شکل (۵-۲۲- الف) نگاشت پوانکاره به ازای $\Lambda = ۱۵$ وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده $۱۹ \leq \Lambda < ۲۳/۸$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. اما در این محدوده رفتار هفت-پریودیکی در محدوده‌های کوچک $۲۲ < \Lambda < ۲۲/۶$ و $۲۲/۸ < \Lambda < ۲۳/۲$ صورت می‌گیرد. شکل (۵- ۲۲) نگاشت‌های پوانکاره در اعداد یاتاقان ۲۱ و ۲۲/۶، شبه تناوبی بودن رفتار را و در اعداد یاتاقان ۲۲/۲ و ۲۳، هفت-پریودیک بودن آن را تایید می‌کنند. شکل (۵-۲۲- د) بیست‌وسه-پریودیک بودن رفتار را به ازای $\Lambda = ۲۳/۸$ نشان می‌دهد و

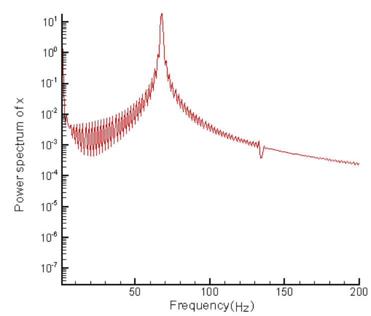
با افزایش مجدد عدد یاتاقان از این مقدار برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



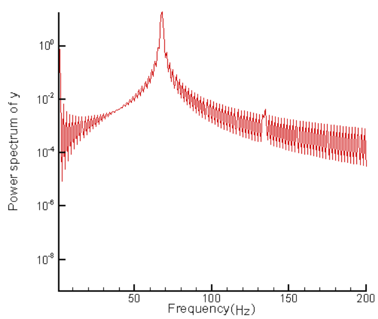
۵-۱۹-۱- (الف)



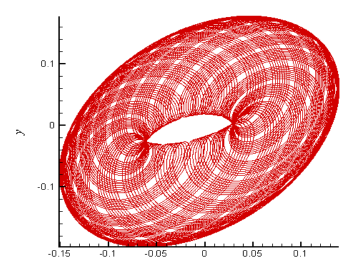
۵-۱۹-۱- (ب)



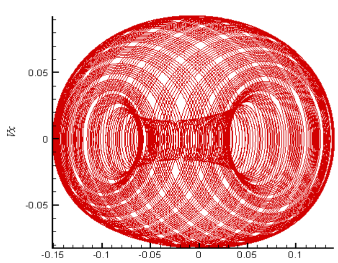
۵-۱۹-۱- (ج)



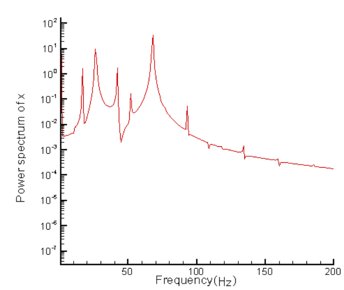
۵-۱۹-۱- (د)



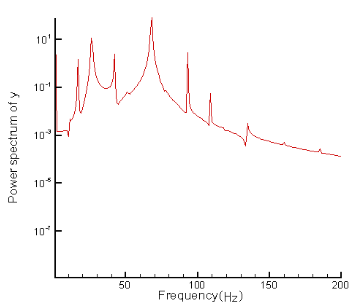
۵-۱۹-۲- (الف)



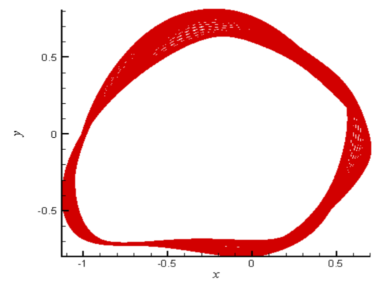
۵-۱۹-۲- (ب)



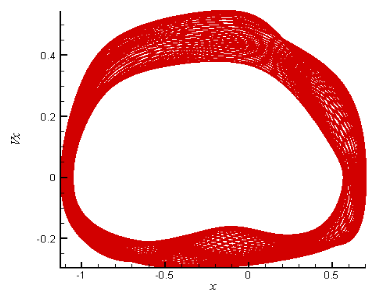
۵-۱۹-۲- (ج)



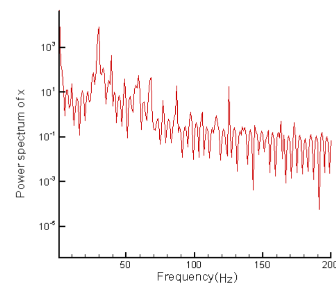
۵-۱۹-۲- (د)



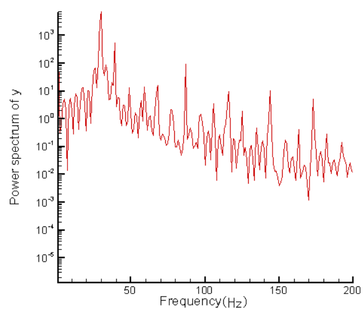
۵-۱۹-۳- (الف)



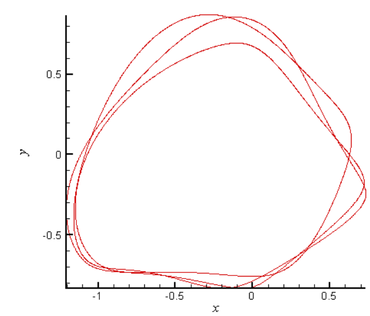
۵-۱۹-۳- (ب)



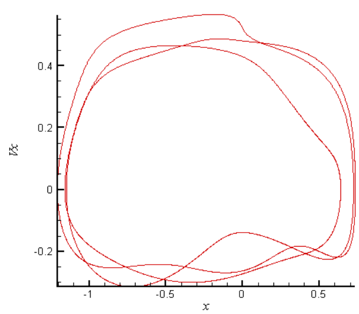
۵-۱۹-۳- (ج)



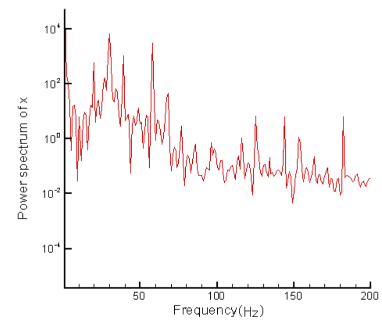
۵-۱۹-۳- (د)



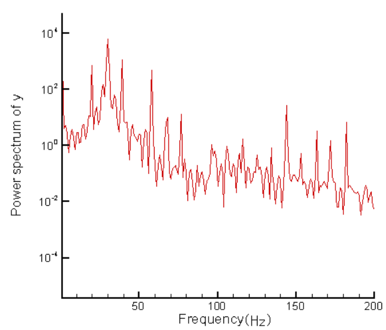
۵-۱۹-۴- (الف)



۵-۱۹-۴- (ب)

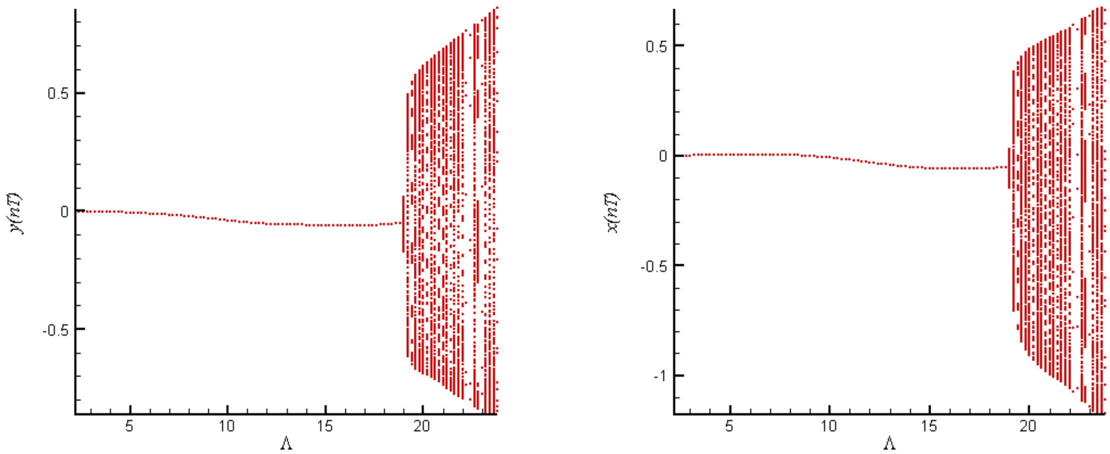


۵-۱۹-۴- (ج)



۵-۱۹-۴- (د)

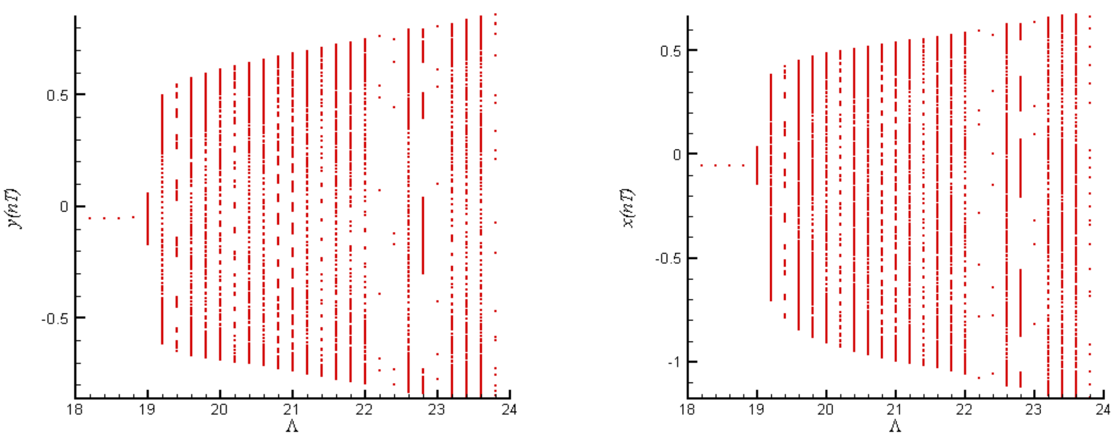
شکل(۵-۱۹): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\Lambda = ۱۵$ (۵-۱۹-۱) ، $\Lambda = ۱۹$ (۵-۱۹-۲)، $\Lambda = ۲۲$ (۵-۱۹-۳) و $\Lambda = ۲۳$ (۵-۱۹-۴) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



(الف) (ب)

شکل (۵-۲۰): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط

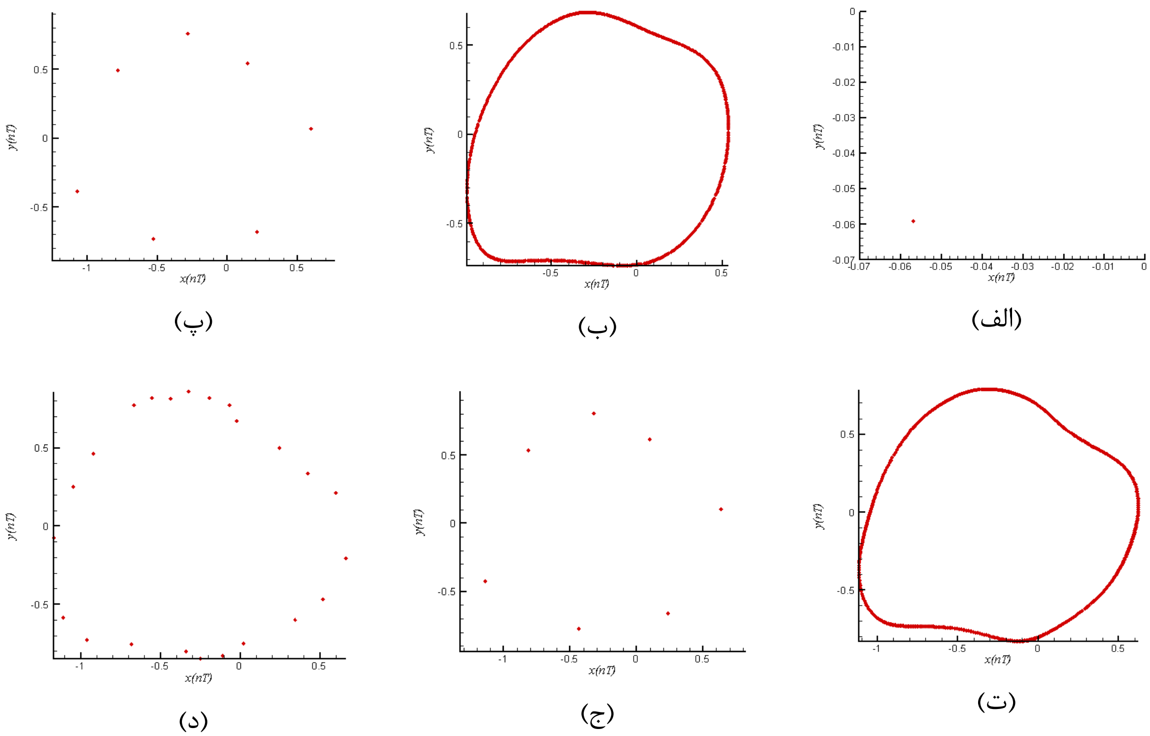
$\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



(الف) (ب)

شکل (۵-۲۱): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۱۸ \le \Lambda \le ۲۳/۸$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب

تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



شکل (۵-۲۲): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda = ۱۵$ (الف)، ۲۱ (ب)، ۲۲/۲ (پ) و ۲۲/۶ (ت)، ۲۳ (ج) و ۲۳/۸ (د) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$

۵-۴-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

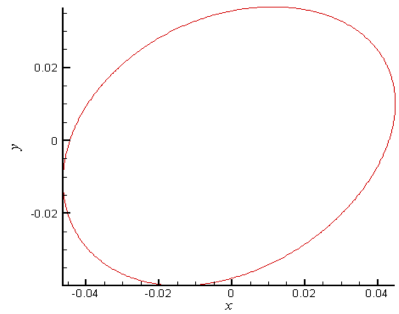
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W_\cdot} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۵-۲۳-۱- الف) الی (۵-۲۳-۴- الف) مدارهای دینامیکی را به ازای مقادیر مختلف جرم محور نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای مقادیر جرم محور ۵/۲ و ۱۰/۳۳ کیلوگرم نشان‌داده شده است. اما با افزایش مقدار جرم محور به $\overline{m}_r = ۱۴/۲ kg$ پایداری در رفتار منظم کاهش می‌یابد. چنین رفتار نامنظمی به‌ازای $\overline{m}_r = ۲۱/۹ kg$ نیز صورت می‌گیرد.

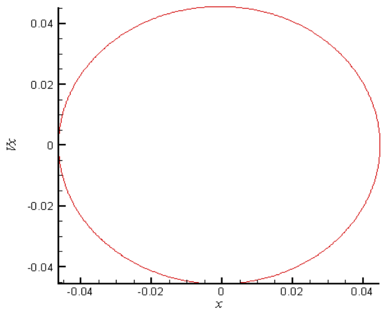
از شکل‌های (۵-۲۳-۱- ب) الی (۵-۲۳-۴- ب) مشاهده می‌شود که فضای حالت نیز به ازای مقادیر جرم محور ۵/۲ و ۱۰/۳۳ کیلوگرم منظم است و با افزایش آن به مقادیر ۱۵/۵ و ۲۰/۶۶ کیلوگرم نامنظم می‌شود.

شکل‌های (۵-۲۳-۱- ج، د) الی (۵-۲۳-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی برای مقادیر جرم‌های محور $\overline{m}_r = ۵/۲,۱۰/۳۳kg$ و شبه تناوبی برای مقادیر جرم‌های محور $\overline{m}_r = ۱۴/۲,۲۱/۹kg$ می‌رود.

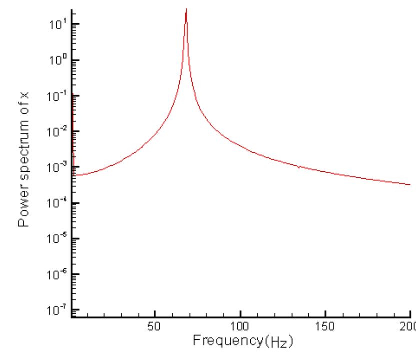
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۲۴- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، جرم محور، در محدوده $۲/۶ \le \overline{m}_r \le ۲۲/۷kg$ صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۵-۲۵- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۱۰ \le \overline{m}_r \le ۲۲/۷kg$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود، برای جرم‌های محور کوچکتر از $\overline{m}_r = ۱۱/۱kg$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل (۵-۲۶- الف) نگاشت پوانکاره به ازای $\overline{m}_r = ۱۰/۳۳kg$، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش جرم محور و قرارگیری آن در محدوده $۱۱/۱ \le \overline{m}_r \le ۲۲/۷kg$، سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره به ازای جرم‌های محور ۱۴/۲ و ۲۱/۹ کیلوگرم نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۵-۲۶- ب، ج) وقوع چنین رفتاری را با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می‌کنند. اما نگاشت پوانکاره در شکل (۵-۲۶- د) افرایش در پایداری رفتار را با حضور بیست‌وسه نقطه به ازای جرم محور $\overline{m}_r = ۲۲/۲kg$ در این محدوده ذکر شده نشان می‌دهد. با افزایش مجدد جرم محور از مقدار $\overline{m}_r = ۲۲/۷kg$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



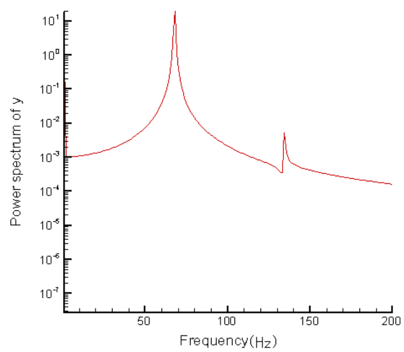
۵-۲۳-۱- (الف)



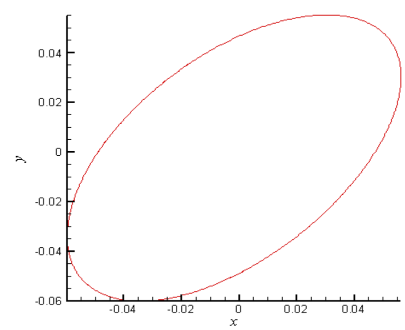
۵-۲۳-۱- (ب)



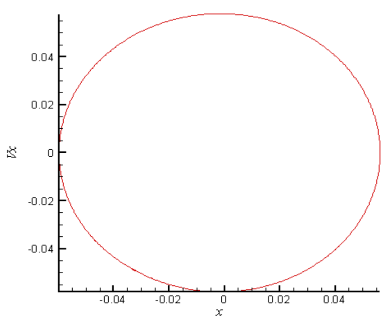
۵-۲۳-۱- (ج)



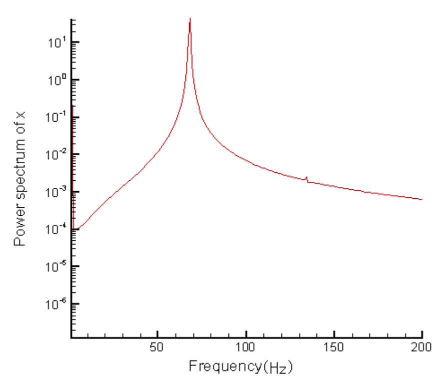
۵-۲۳-۱- (د)



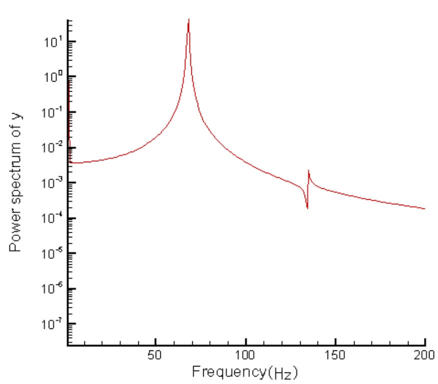
۵-۲۳-۲- (الف)



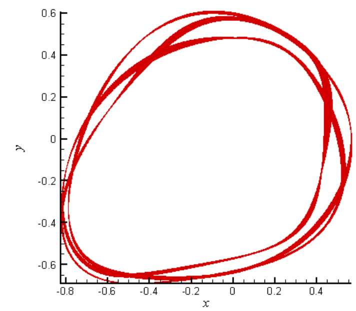
۵-۲۳-۲- (ب)



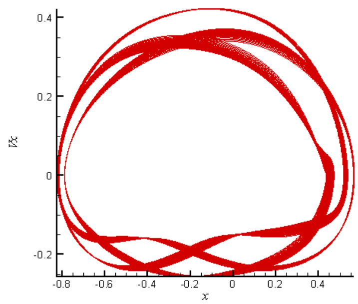
۵-۲۳-۲- (ج)



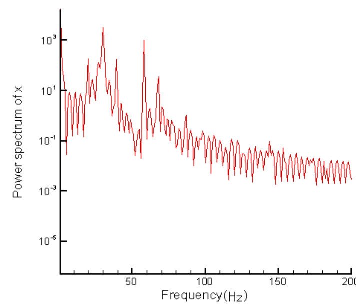
۵-۲۳-۲- (د)



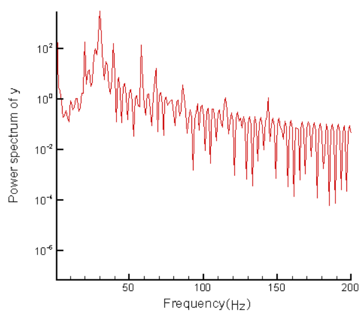
۵-۲۳-۳- (الف)



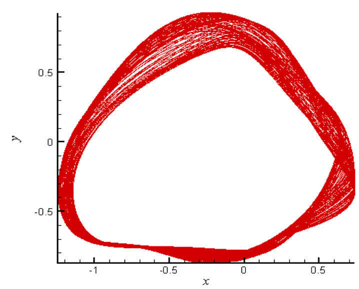
۵-۲۳-۳- (ب)



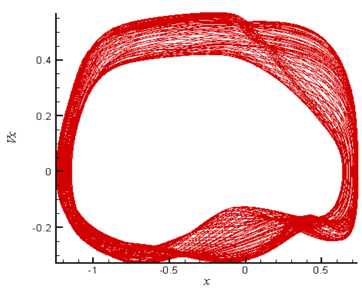
۵-۲۳-۳- (ج)



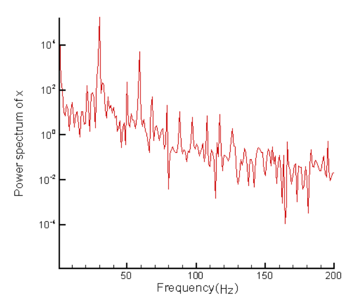
۵-۲۳-۳- (د)



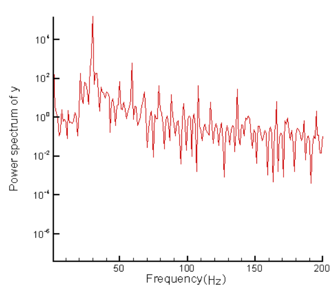
۵-۲۳-۴- (الف)



۵-۲۳-۴- (ب)

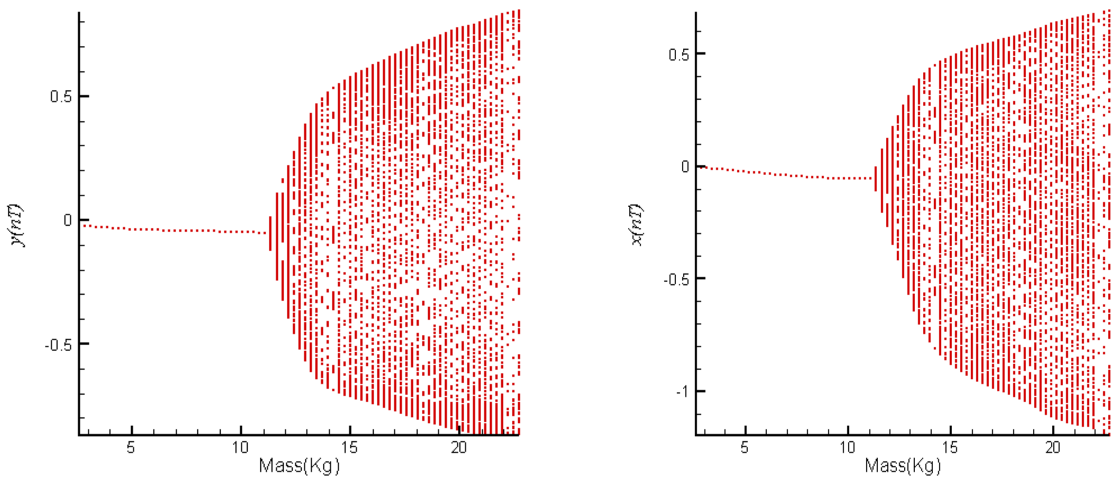


۵-۲۳-۴- (ج)



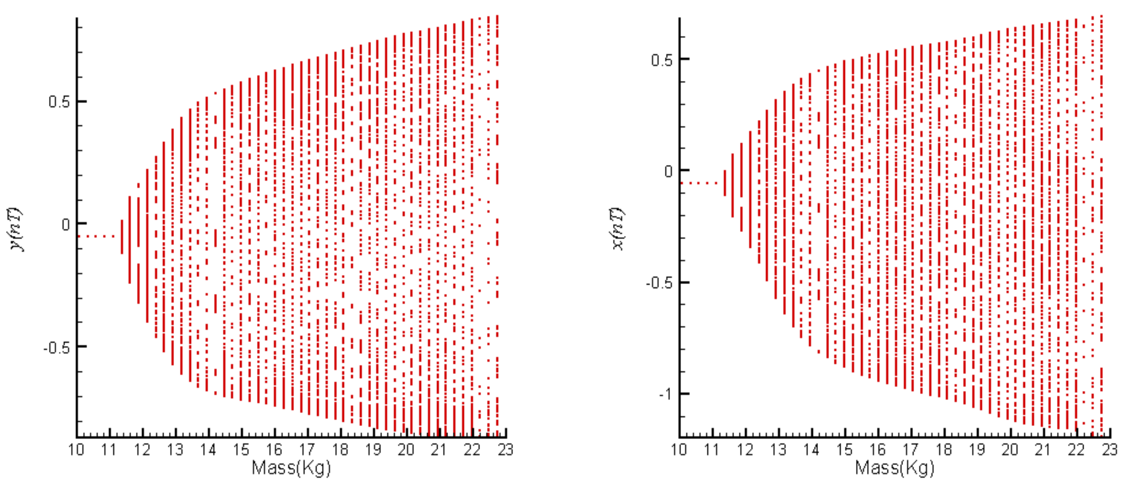
۵-۲۳-۴- (د)

شکل (۵-۲۳): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = ۵/۲kg$ (۵-۲۳-۱)، $\overline{m}_r = ۱۰/۳۳kg$ (۵-۲۳-۲)، $\overline{m}_r = ۱۴/۲kg$ (۵-۲۳-۳) و $\overline{m}_r = ۲۱/۹kg$ (۵-۲۳-۴) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$



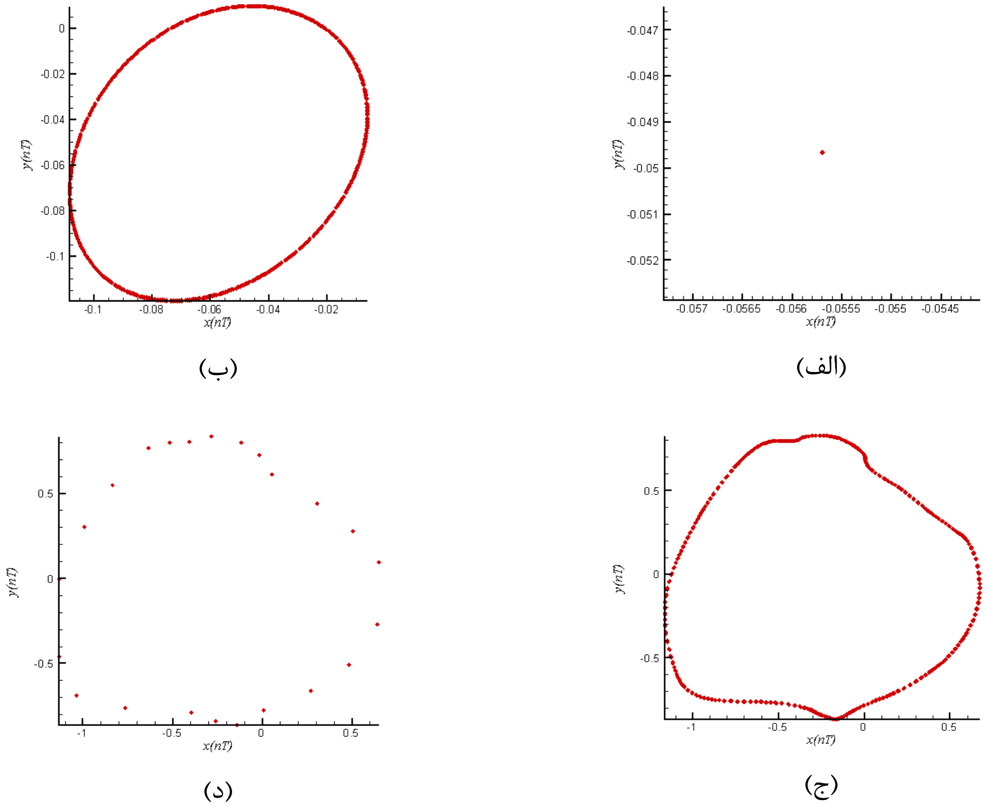
(ب) (الف)

شکل (۵-۲۴): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



(ب) (الف)

شکل (۵-۲۵): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۱۰ \le \overline{m}_r \le ۲۲/۷\, kg$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-
لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



شکل (۵-۲۶): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m}_r = 10/33$ (الف)، ۱۴/۲ (ب)، ۲۱/۹ (ج) و ۲۲/۲ (د) کیلوگرم برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = 1, \bar{\rho} = 0/001\,mm$

۵-۴-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = 506/5\ N$ و $\Lambda = 25$، همچنین مقدار جرم محور برابر با $\overline{m}_r = 25/8\,kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می-گیرد.

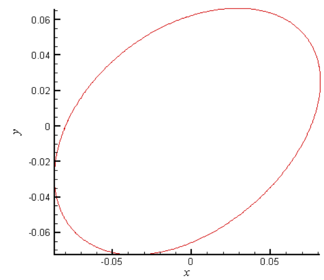
نتایج نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۵-۲۷-۱- الف، ب) الی (۵-۲۷-۸- الف، ب) مدارهای دینامیکی و فضای حالت را در مقادیر مختلف پریلود نشان می‌دهند. نتایج نشان می‌دهند که سیستم به ازای مقدار پریلود $\delta = 0/48$ رفتار منظم از خود نشان می‌دهد. با افزایش مقدار پریلود به $\delta = 0/542$ رفتار سیستم نامنظم می‌شود. چنین رفتاری در شکل‌های (۵-۲۷-۳- الف، ب) الی (۵-۲۷-۸- الف، ب) نیز به

ازای مقادیر پریلود ۰/۵۴۴، ۰/۵۵، ۰/۵۵۴، ۰/۵۶، ۰/۵۷۶ و ۰/۵۸۴ نشان‌داده‌شده است. مشاهده می‌شود که در میان این اعداد، میزان شدت بی‌نظمی به ازای مقادیر ۰/۵۴۴، ۰/۵۵۴ و ۰/۵۷۶ کمتر است.

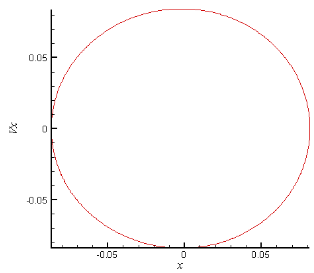
شکل‌های (۵-۲۷-۱- ج، د) الی (۵-۲۷-۸- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای مقادیر پریلود مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی و شبه تناوبی می‌رود.

دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۲۸- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، پریلود، در محدوده $۰/۴ \le \delta \le ۰/۵۸۸$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۵-۲۹- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۰/۵۳۲ \le \delta \le ۰/۵۸۸$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۵۴$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل (۵-۳۰- الف) نگاشت پوانکاره به ازای $\delta = ۰/۵۲$، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۵۴ \le \delta < ۰/۵۴۴$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای مقدار پریلود $\delta = ۰/۵۴$ نشان-داده‌شده در شکل (۵-۳۰- ب) وقوع چنین رفتاری با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می-کند. کاهش در میزان بی‌نظمی و شکل‌گیری رفتار از نوع پنج-پریودیکی در محدوده $۰/۵۴۴ \le \delta < ۰/۵۴۶$ صورت می‌گیرد و نگاشت پوانکاره در شکل (۵-۳۰- پ) وقوع چنین رفتاری را با حضور پنج نقطه در این صفحه به ازای مقدار پریلود $\delta = ۰/۵۴۴$ نشان می‌دهد. با افزایش مقدار پریلود، سیستم، در محدوده وسیعی از تغییرات آن ($۰/۵۴۶ \le \delta \le ۰/۵۸۸$) رفتار شبه تناوبی از خود نشان می-دهد. اما در این محدوده، محدوده‌های کوچکی نظیر $۰/۵۵۲ < \delta < ۰/۵۵۶$ و $۰/۵۷۴ < \delta < ۰/۵۸$ می-توان یافت که در آن رفتار هفت-پریودیکی صورت می‌گیرد. نگاشت‌های پوانکاره در شکل (۵-۳۰) شبه تناوبی بودن رفتار را به ازای مقادیر پریلود ۰/۵۵، ۰/۵۶ و ۰/۵۸۴ و هفت-پریودیکی بودن آن را به ازای

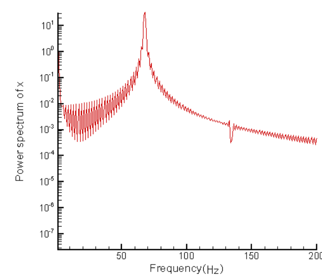
مقادیر پریلود ۰/۵۵۴ و ۰/۵۷۶ نشان می‌دهند. با افزایش مجدد مقدار پریلود از $\delta = ۰/۵۸۸$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



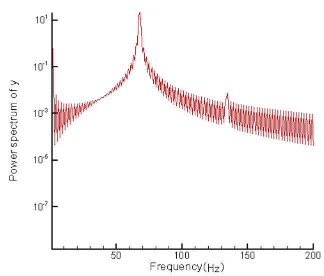
۵-۲۷-۱- (الف)



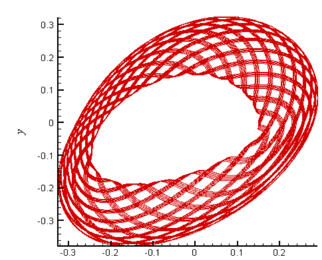
۵-۲۷-۱- (ب)



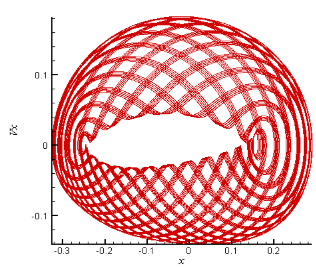
۵-۲۷-۱- (ج)



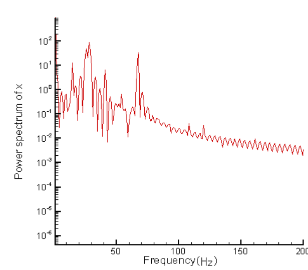
۵-۲۷-۱- (د)



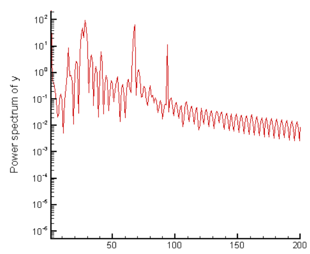
۵-۲۷-۲- (الف)



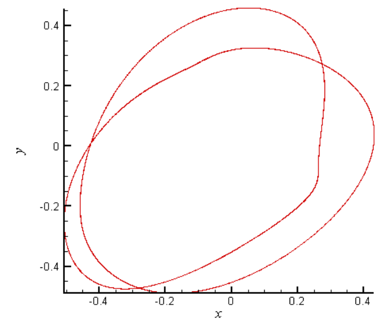
۵-۲۷-۲- (ب)



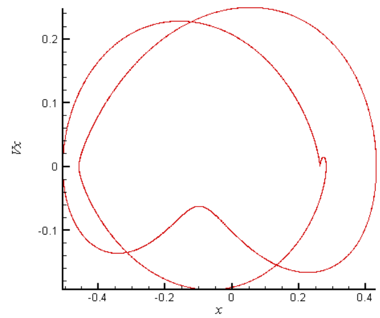
۵-۲۷-۲- (ج)



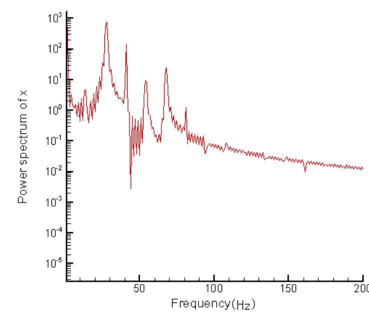
۵-۲۷-۲- (د)



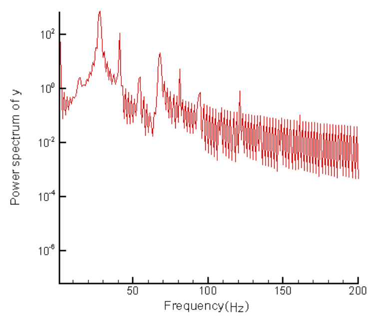
۵-۲۷-۳- (الف)



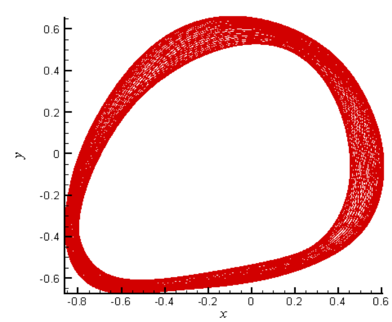
۵-۲۷-۳- (ب)



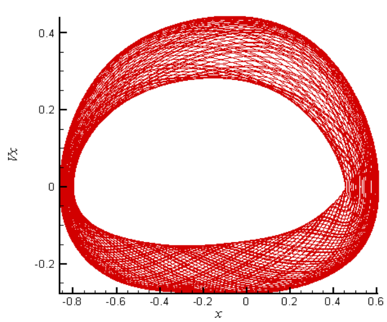
۵-۲۷-۳- (ج)



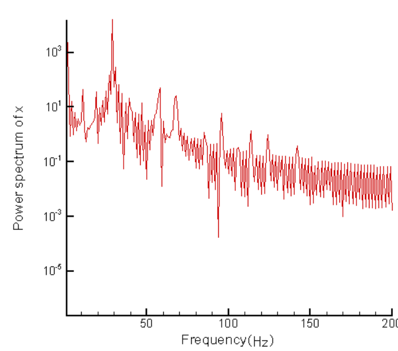
۵-۲۷-۳- (د)



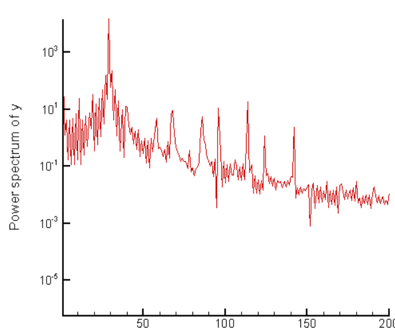
۵-۲۷-۴- (الف)



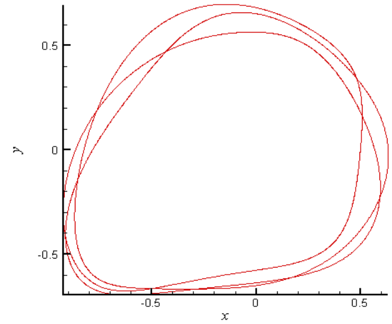
۵-۲۷-۴- (ب)



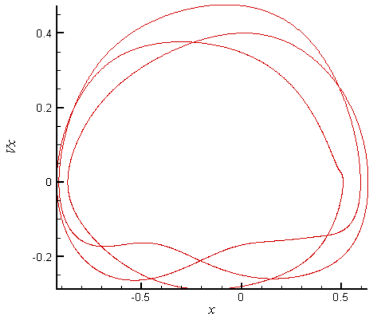
۵-۲۷-۴- (ج)



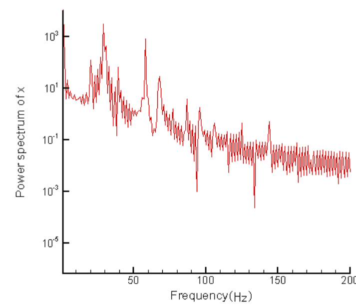
۵-۲۷-۴- (د)



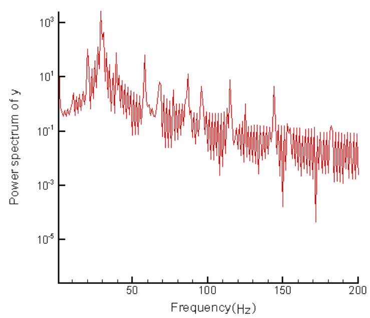
۵-۲۷-۵- (الف)



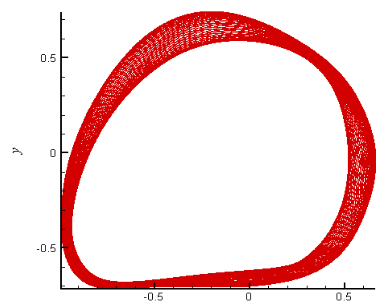
۵-۲۷-۵- (ب)



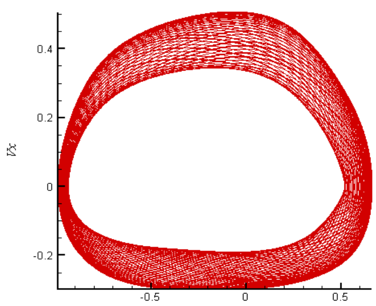
۵-۲۷-۵- (ج)



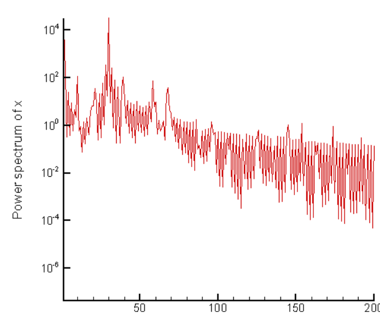
۵-۲۷-۵- (د)



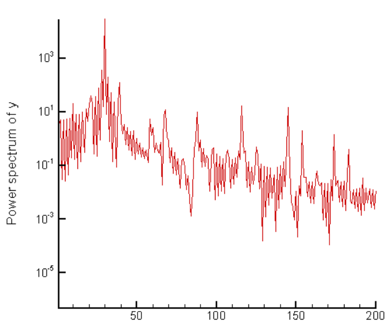
۵-۲۷-۶- (الف)



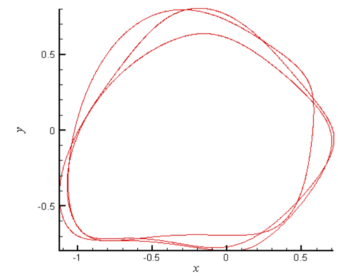
۵-۲۷-۶- (ب)



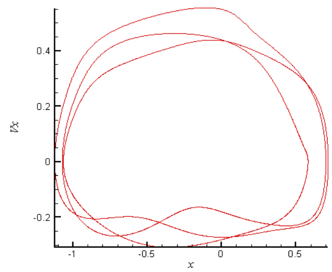
۵-۲۷-۶- (ج)



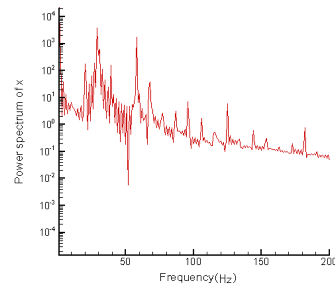
۵-۲۷-۶- (د)



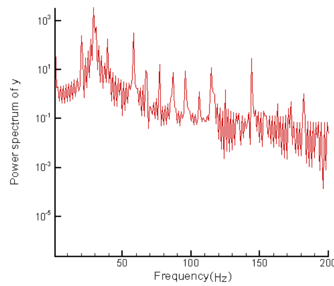
۵-۲۷-۷- (الف)



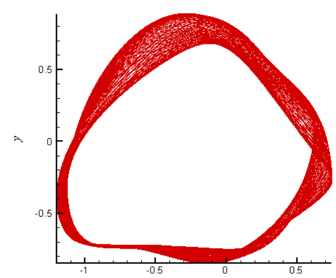
۵-۲۷-۷- (ب)



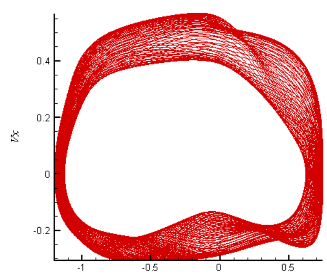
۵-۲۷-۷- (ج)



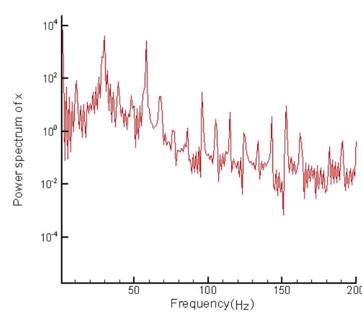
۵-۲۷-۷- (د)



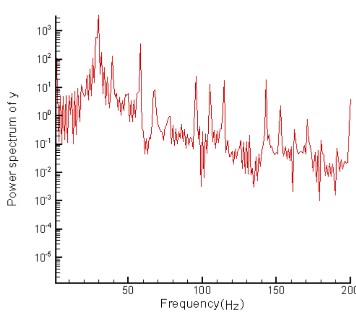
۵-۲۷-۸- (الف)



۵-۲۷-۸- (ب)

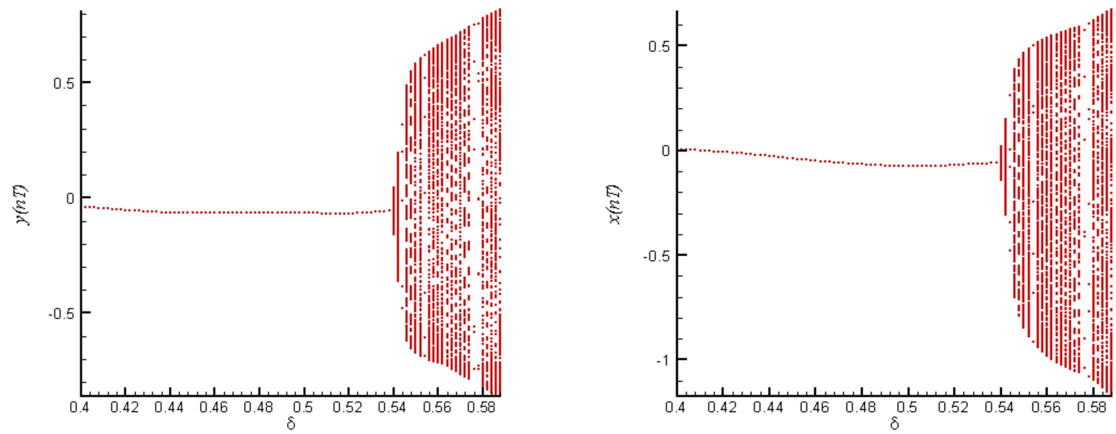


۵-۲۷-۸- (ج)



۵-۲۷-۸- (د)

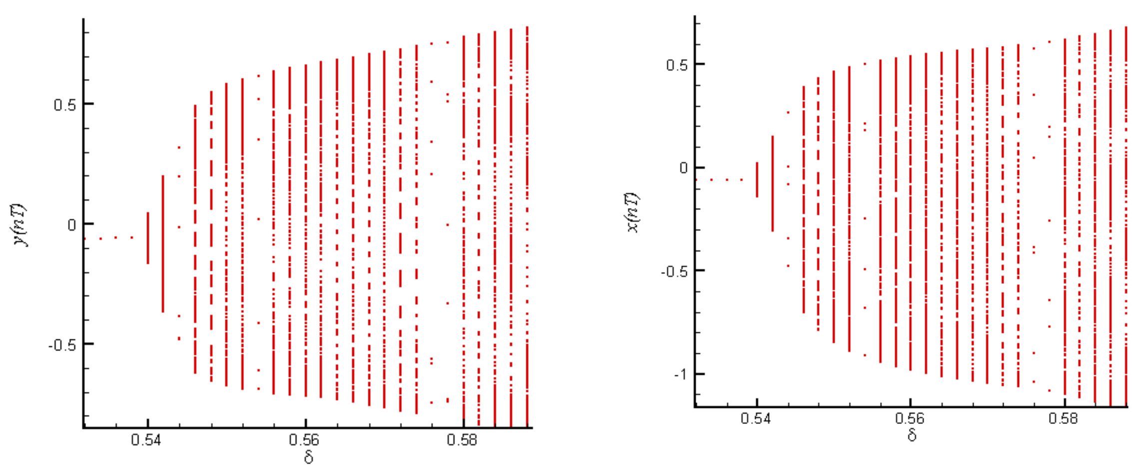
شکل (۵-۲۷): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta = ۰/۴۸$ (۵-۲۷-۱)، $\delta = ۰/۵۴۲$ (۵-۲۷-۲)، $\delta = ۰/۵۴۴$ (۵-۲۷-۳)، $\delta = ۰/۵۵$ (۵-۲۷-۴)، $\delta = ۰/۵۵۴$ (۵-۲۷-۵)، $\delta = ۰/۵۶$ (۵-۲۷-۶)، $\delta = ۰/۵۷۶$ (۵-۲۷-۷) و $\delta = ۰/۵۸۴$ (۵-۲۷-۸) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



(ب) (الف)

شکل (۵-۲۸): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط

$\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$

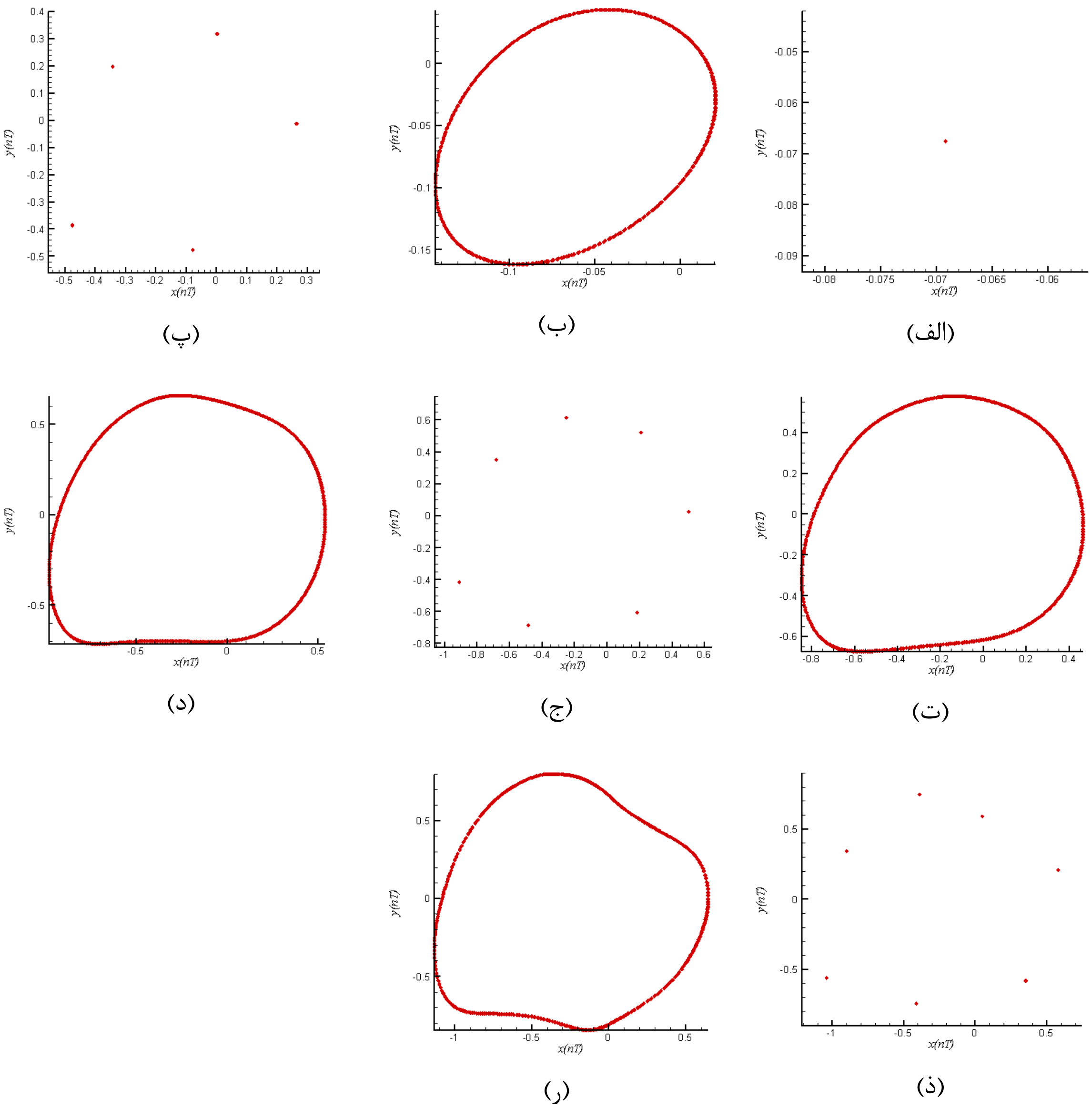


(الف)

(ب)

شکل (۵-۲۹): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۰/۵۳۲ \le \delta \le ۰/۵۸۸$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان

سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



شکل (۵-۳۰): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\delta = ./۵۲$ (الف)، ۰/۵۴ (ب)، ۰/۵۴۴ (پ)، ۰/۵۵ (ت)، ۰/۵۵۴(ج)، ۰/۵۶ (د)، ۰/۵۷۶ (ذ)، ۰/۵۶۴ (ر) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$

۵-۵ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\ mm$

در این بخش با فرض نابالانسی جرمی محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان ۱/۵ باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۵-۵-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

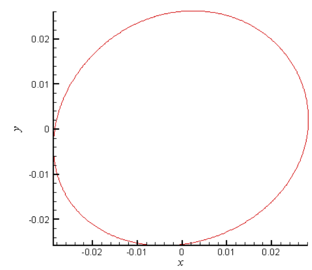
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\overline{m}_{r} = ۲۵/۸\ kg$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۵-۳۱-۱- الف، ب) الی (۵-۳۱-۴- الف، ب) مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقادیر مختلف عدد یاتاقان نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای مقادیر عدد یاتاقان ۱۰ و ۱۵ نشان‌داده شده است. اما با افزایش مقدار عدد یاتاقان به ۲۰ پایداری در رفتار منظم کاهش می‌یابد. چنین رفتار نامنظمی به‌ازای $\Lambda = ۲۵$ نیز صورت می‌گیرد.

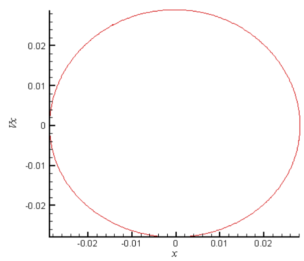
شکل‌های (۵-۳۱-۱- ج، د) الی (۵-۳۱-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای اعداد یاتاقان مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی در اعداد یاتاقان ۱۰ و ۱۵ و شبه تناوبی در اعداد یاتاقان ۲۰ و ۲۵ می‌رود.

دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۳۲- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، عدد یاتاقان، در محدوده $۲ \leq \Lambda \leq ۲۸/۲$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۵-۳۳- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۱۶ \leq \Lambda \leq ۲۸/۲$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود که برای اعداد یاتاقان کوچکتر از $\Lambda = ۱۸$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل (۵-۳۴- الف) نگاشت پوانکاره به ازای $\Lambda = ۱۵$ وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده $۱۸ \leq \Lambda \leq ۲۸/۲$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره در اعداد یاتاقان ۲۰ و ۲۵ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۵-۳۴- ب، ج) وقوع چنین رفتاری را با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می‌کند. اما در این محدوده گسترده ذکرشده می‌توان اعدادی نظیر $\Lambda = ۲۵/۴$ پیدا نمود که در آن رفتار KT-پریودیکی

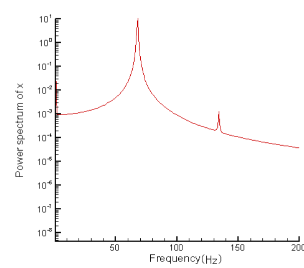
صورت می‌گیرد. نگاشت پوانکاره در عدد یاتاقان $\Lambda = ۲۵/۴$ نشان‌داده‌شده در شکل (۵-۳۴- د) رفتار از نوع سیزده-پریودیکی را نشان می‌دهد. با افزایش مجدد عدد یاتاقان از مقدار $\Lambda = ۲۸/۲$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



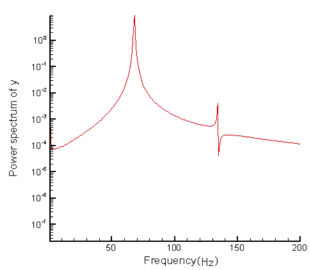
۵-۳۱-۱- (الف)



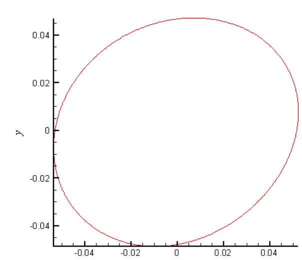
۵-۳۱-۱- (ب)



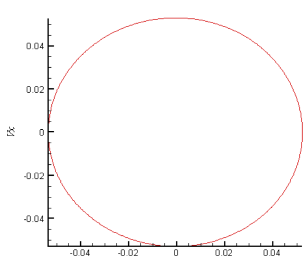
۵-۳۱-۱- (ج)



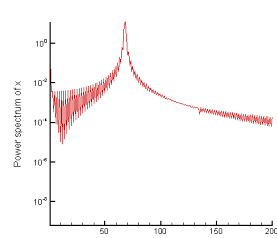
۵-۳۱-۱- (د)



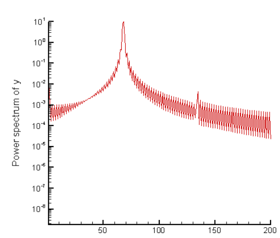
۵-۳۱-۲- (الف)



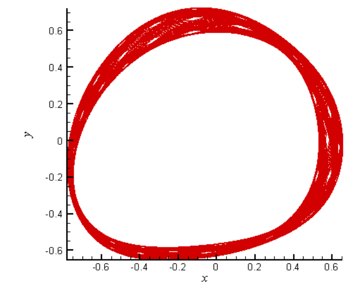
۵-۳۱-۲- (ب)



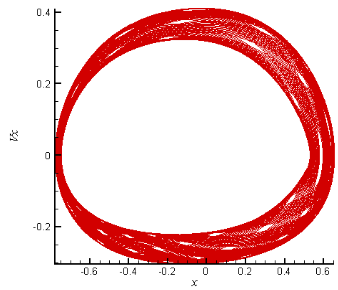
۵-۳۱-۲- (ج)



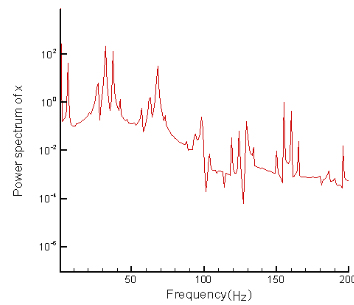
۵-۳۱-۲- (د)



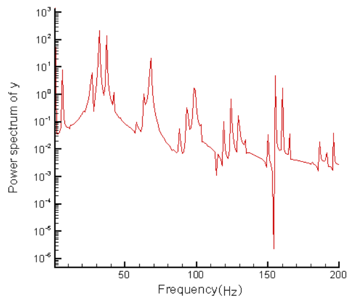
۵-۳۱-۳- (الف)



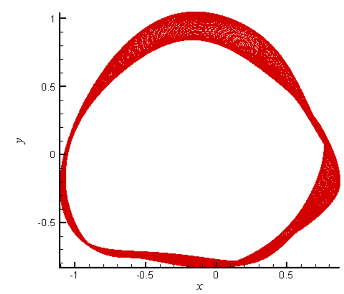
۵-۳۱-۳- (ب)



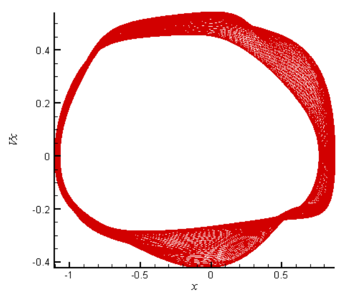
۵-۳۱-۳- (ج)



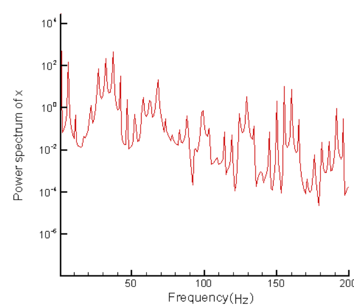
۵-۳۱-۳- (د)



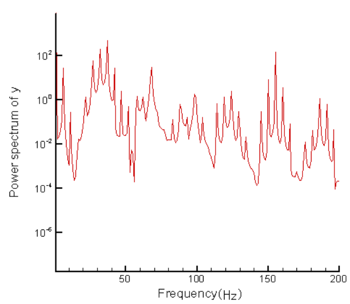
۵-۳۱-۴- (الف)



۵-۳۱-۴- (ب)

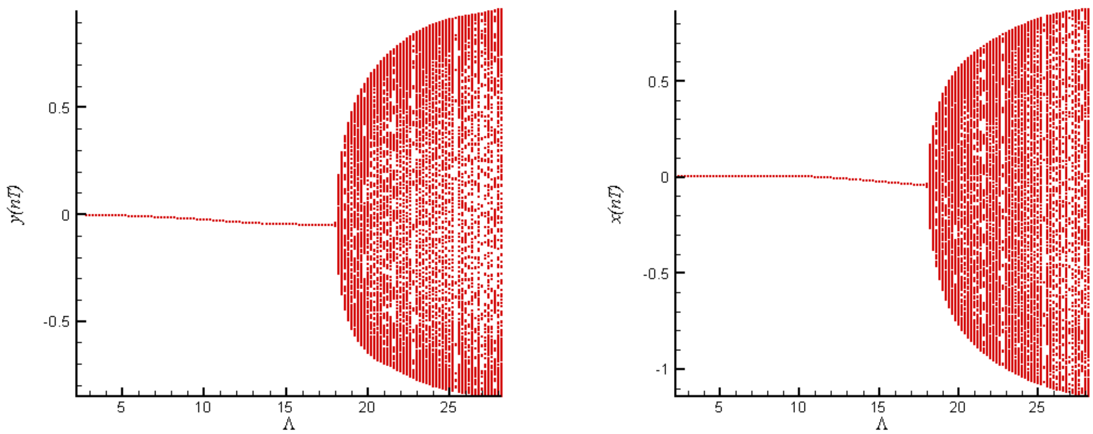


۵-۳۱-۴- (ج)



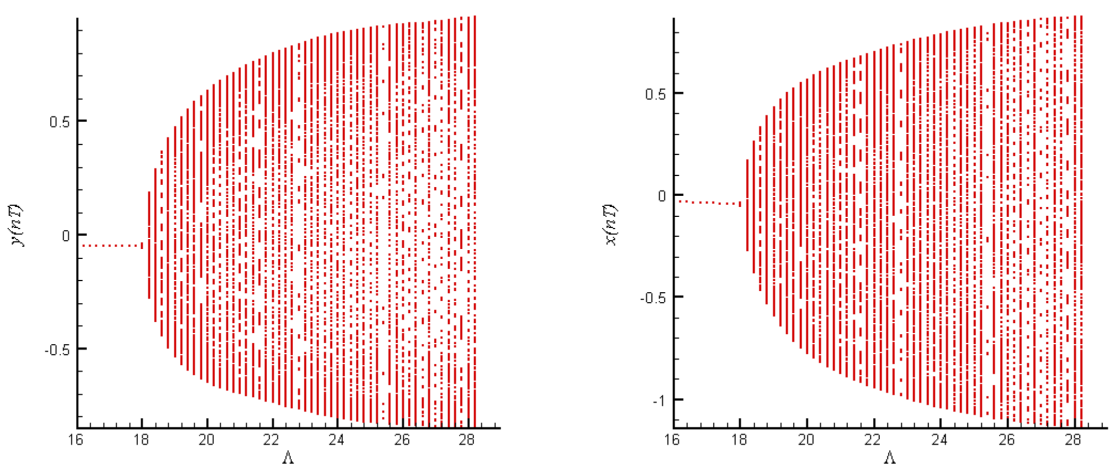
۵-۳۱-۴- (د)

شکل (۵-۳۱): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\Lambda = ۱۰$ (۵-۳۱-۱)، $\Lambda = ۱۵$ (۵-۳۱-۲)، $\Lambda = ۲۰$ (۵-۳۱-۳) و $\Lambda = ۲۵$ (۵-۳۱-۴) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



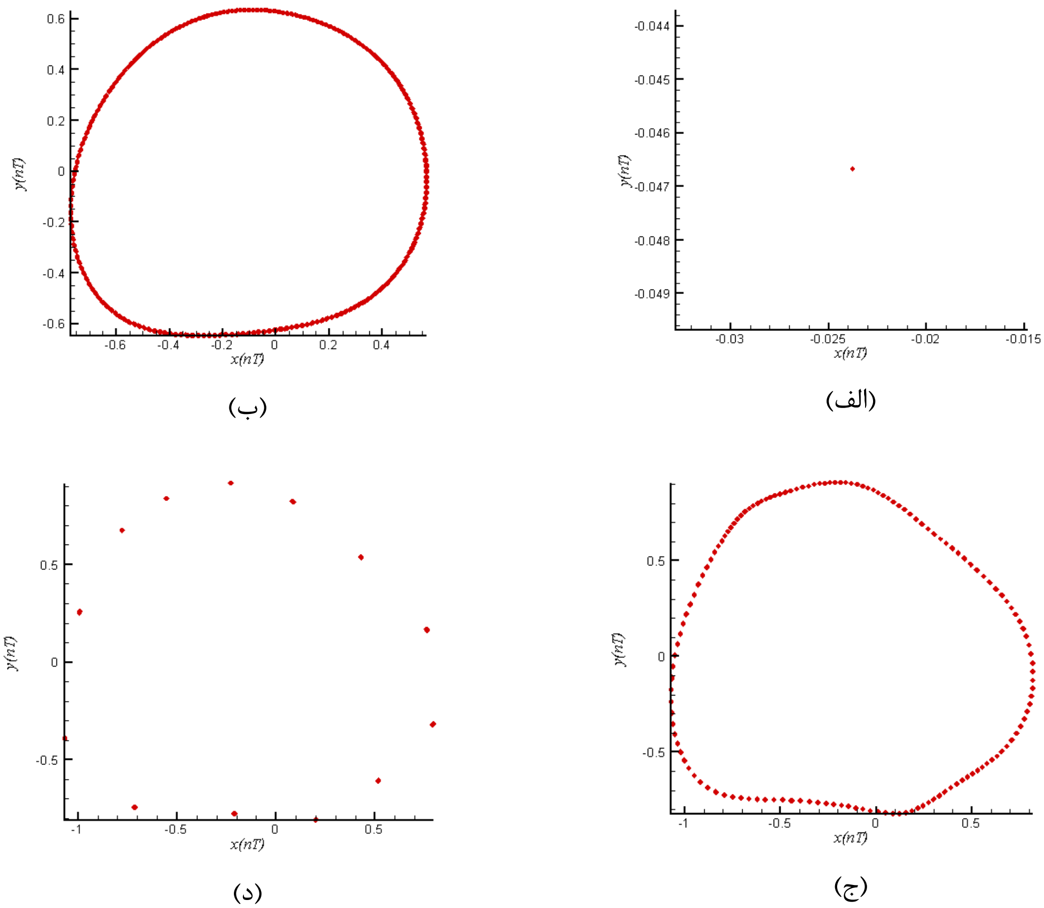
(ب) (الف)

شکل (۵-۳۲): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



(ب) (الف)

شکل (۵-۳۳): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۱۶ \le \Lambda \le ۲۸/۲$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب
تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



شکل (۵-۳۴): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda=۱۵$ (الف)، ۲۰ (ب)، ۲۵ (ج) و ۲۵/۴ (د) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda=۱/۵, \overline{\rho}=۰/۰۰۱\,mm$

۵-۵-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

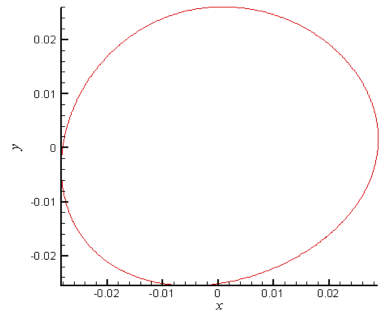
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W_۰}=۵۰۶/۵\,N$ و $\Lambda=۲۵$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta=۰/۶$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۵-۳۵-۱- الف) الی (۵-۳۵-۴- الف) مدارهای دینامیکی را به ازای مقادیر مختلف جرم محور نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای مقادیر جرم محور ۵/۲ و ۱۰/۳۳ کیلوگرم نشان‌داده شده است. اما با افزایش مقدار جرم محور به $\overline{m}_r=۱۸/۱kg$ پایداری در رفتار منظم کاهش می‌یابد. چنین رفتار نامنظمی به‌ازای $\overline{m}_r=۳۰kg$ نیز صورت می‌گیرد.

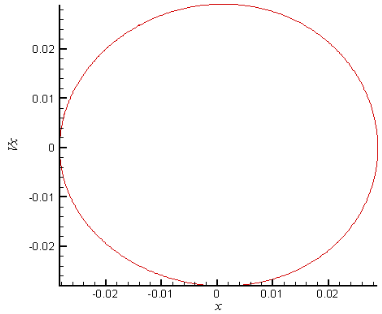
از شکل‌های (۵-۳۵-۱- ب) الی (۵-۳۵-۴- ب) مشاهده می‌شود که فضای حالت به ازای مقادیر جرم محور ۵/۲ و ۱۰/۳۳ کیلوگرم منظم است و با افزایش آن به مقادیر ۱۸/۱ و ۳۰ کیلوگرم نامنظم می‌شود.

شکل‌های (۵-۳۵-۱- ج، د) الی (۵-۳۵-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی برای مقادیر جرم‌های محور ۵/۲ و ۱۰/۳۳ کیلوگرم و شبه تناوبی برای مقادیر جرم‌های محور ۱۸/۱ و ۳۰ کیلوگرم می‌رود.

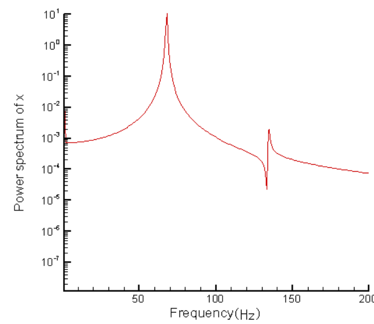
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۳۶- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، جرم محور، در محدوده $۲/۶ \leq \overline{m}_r \leq ۳۳/۸kg$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۵-۳۷- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۱۰ \leq \overline{m}_r \leq ۳۳/۸kg$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود برای جرم‌های محور کوچکتر از $\overline{m}_r = ۱۱/۹kg$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل (۵-۳۸- الف) نگاشت پوانکاره به ازای $\overline{m}_r = ۱۰/۳۳kg$، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش جرم محور و قرارگیری آن در محدوده $۱۱/۹ \leq \overline{m}_r \leq ۳۳/۸kg$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت‌های پوانکاره به ازای جرم‌های محور ۱۸/۱ و ۳۰ کیلوگرم نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۵-۳۸- ب، ج) وقوع چنین رفتاری با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می‌کند. اما در این محدوده گسترده ذکرشده می‌توان مقادیری نظیر $\overline{m}_r = ۲۶/۶kg$ پیدا نمود که در آن رفتار KT-پریودیک صورت می‌گیرد. نگاشت پوانکاره به ازای جرم محور $\overline{m}_r = ۲۶/۶kg$ نشان‌داده‌شده در شکل (۵-۳۸- د) رفتار از نوع سیزده-پریودیکی را نشان می‌دهد. با افزایش مجدد جرم محور از مقدار $\overline{m}_r = ۳۳/۸kg$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



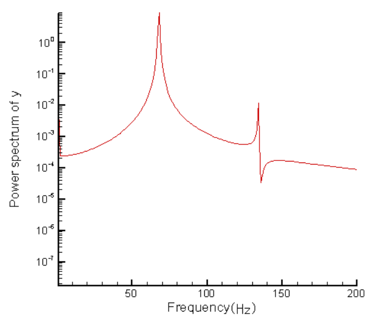
۵-۳۵-۱- (الف)



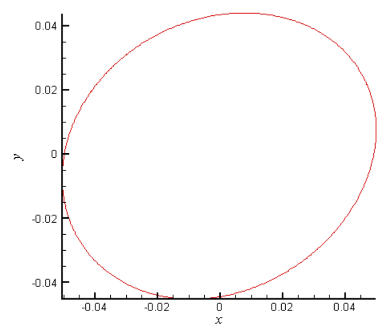
۵-۳۵-۱- (ب)



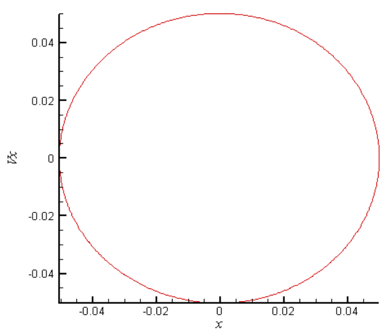
۵-۳۵-۱- (ج)



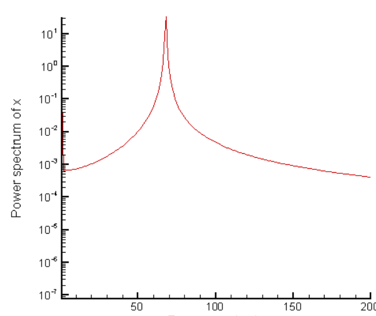
۵-۳۵-۱- (د)



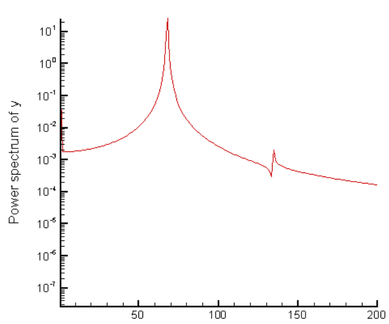
۵-۳۵-۲- (الف)



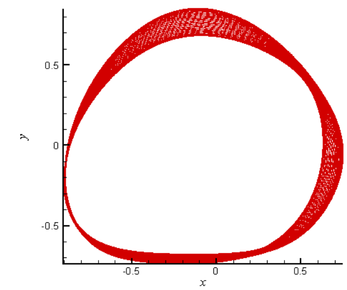
۵-۳۵-۲- (ب)



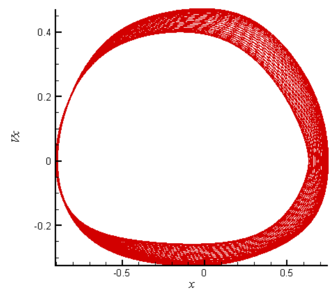
۵-۳۵-۲- (ج)



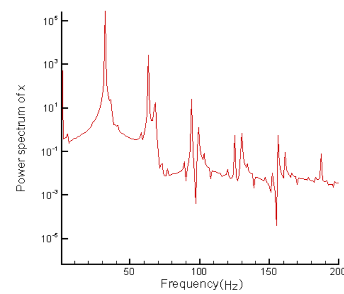
۵-۳۵-۲- (د)



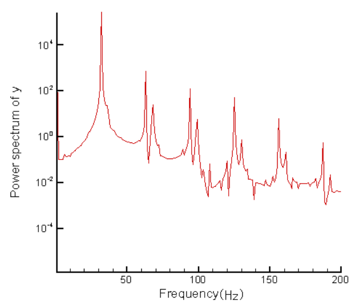
۵-۳۵-۳- (الف)



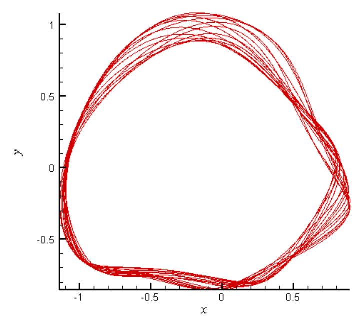
۵-۳۵-۳- (ب)



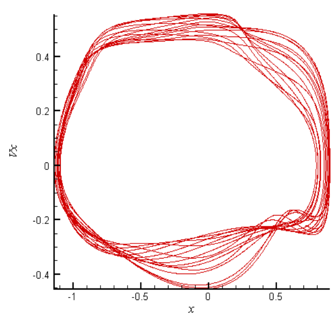
۵-۳۵-۳- (ج)



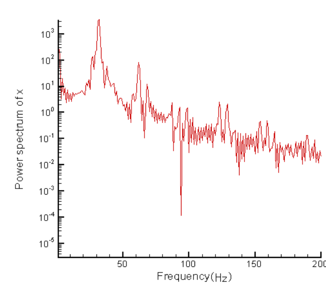
۵-۳۵-۳- (د)



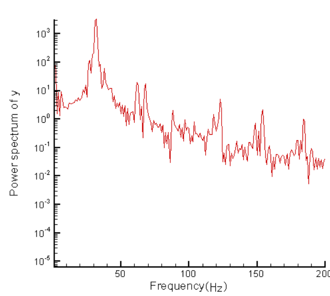
۵-۳۵-۴- (الف)



۵-۳۵-۴- (ب)

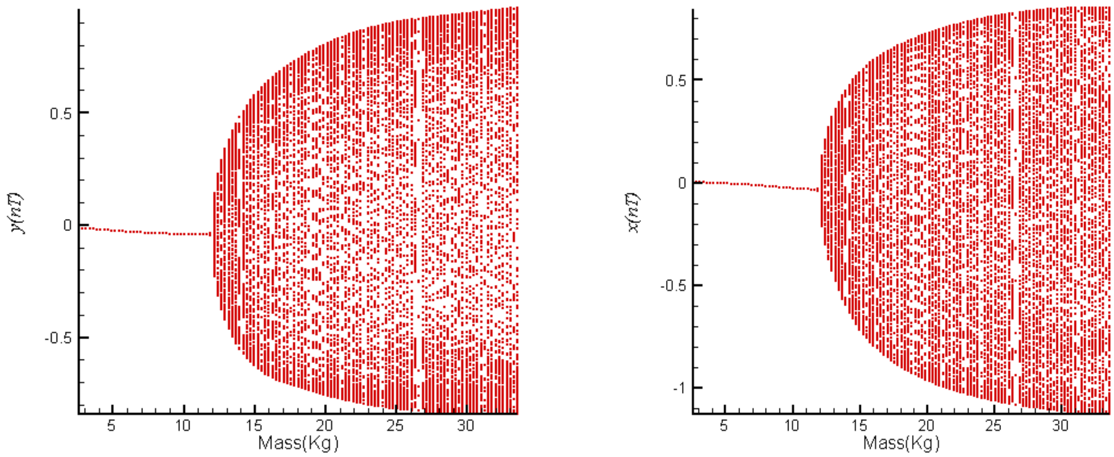


۵-۳۵-۴- (ج)



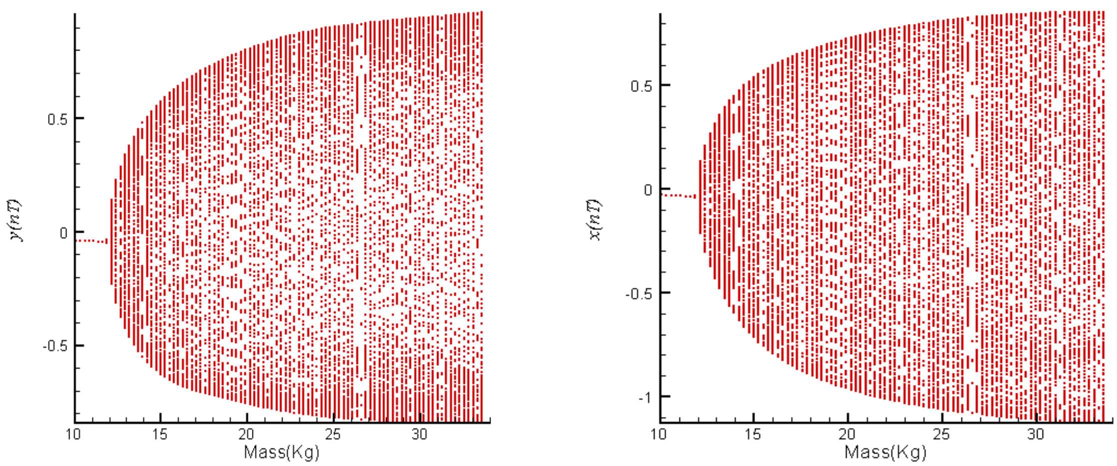
۵-۳۵-۴- (د)

شکل (۵-۳۵): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = ۵/۲kg$ (۵-۳۵-۱)، $\overline{m}_r = ۵/۲kg$ (۵-۳۵-۲)، $\overline{m}_r = ۱۸/۱kg$ (۵-۳۵-۳) و $\overline{m}_r = ۳۰kg$ (۵-۳۵-۴) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$



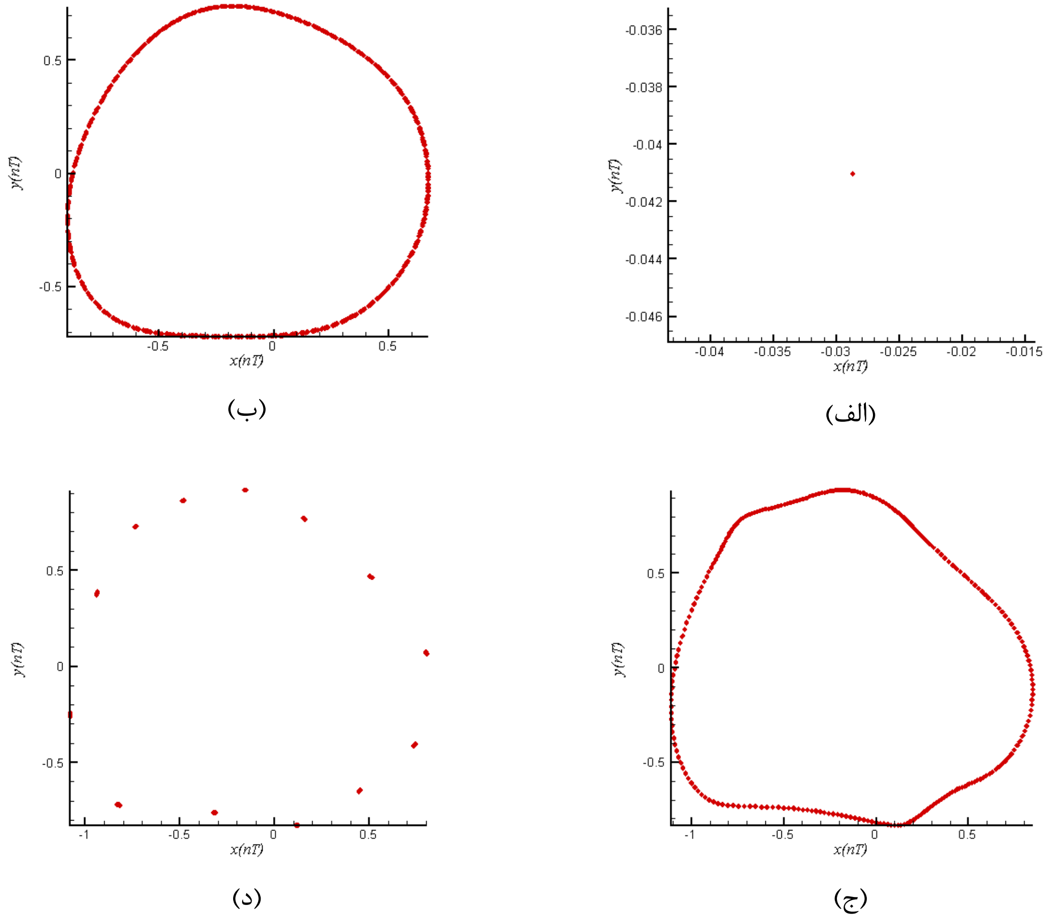
(ب) (الف)

شکل (۵-۳۶): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\,mm$



(ب) (الف)

شکل (۵-۳۷): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۱۰ \le \overline{m}_r \le ۳۳/۸kg$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب
تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\,mm$



شکل (۵-۳۸): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m}_r = ۱۰/۳۳$ (الف)، ۱۸/۱ (ب)، ۳۰ (ج) و ۲۶/۶ (د) کیلوگرم برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$

۵-۵-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_. = ۵۰۶/۵\, N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار جرم محور برابر با $\overline{m}_r = ۲۵/۸\, kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می-گیرد.

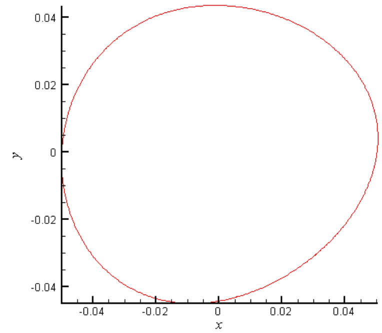
شکل‌های (۵-۳۹-۱- الف) الی (۵-۳۹-۴- الف) مدارهای دینامیکی را به ازای مقادیر مختلف پریلود نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای مقادیر پریلود ۰/۴۵ و ۰/۵ نشان‌داده‌شده است. اما با افزایش مقدار

پریلود به $\delta = ۰/۵۵$ پایداری در رفتار منظم کاهش می‌یابد. چنین رفتار نامنظمی به‌ازای $\delta = ۰/۶$ نیز صورت می‌گیرد.

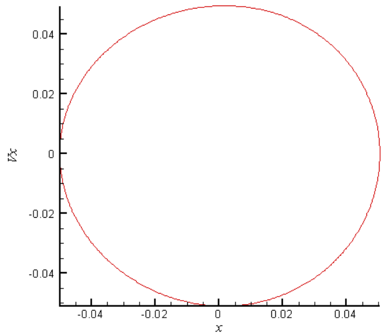
از شکل‌های (۵-۳۹-۱- ب) الی (۵-۳۹-۴- ب) مشاهده می‌شود که فضای حالت به ازای مقادیر پریلود ۰/۴۵ و ۰/۵ منظم است و با افزایش آن به مقادیر ۰/۵۵ و ۰/۶ نامنظم می‌شود.

شکل‌های (۵-۳۹-۱- ج، د) الی (۵-۳۹-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای مقادیر پریلود مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی به ازای مقادیر پریلود ۰/۴۵ و ۰/۵ و شبه تناوبی به ازای مقادیر پریلود ۰/۵۵ و ۰/۶می‌رود.

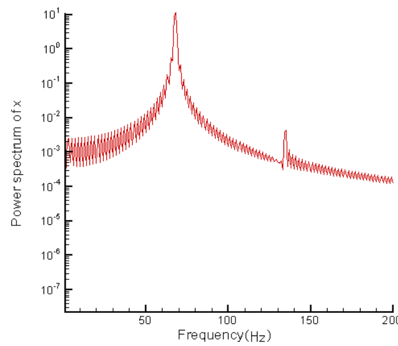
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۵-۴۰- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، پریلود، در محدوده $۰/۴ \le \delta \le ۰/۶۲$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۵-۴۱- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۰/۵۲ \le \delta \le ۰/۶۲$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۵۴$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره در شکل‌های (۵-۴۲- الف، ب) به ازای مقادیر پریلود ۰/۴۵ و ۰/۵، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۵۴ \le \delta \le ۰/۶۲$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای مقادیر پریلود ۰/۵۵ و ۰/۶ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۵-۴۲- ج، د) وقوع چنین رفتاری را با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش مجدد مقدار پریلود از $\delta = ۰/۶۲$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



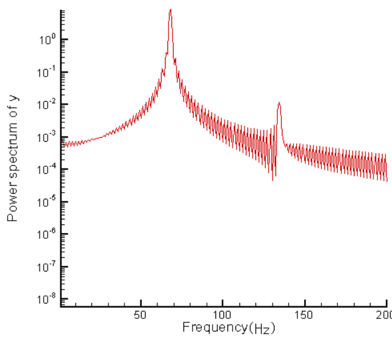
۵-۳۹-۱- (الف)



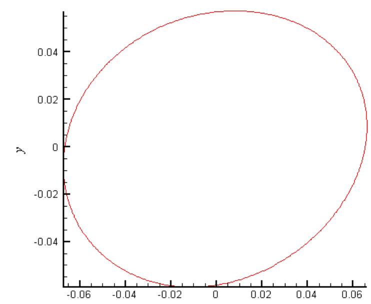
۵-۳۹-۱- (ب)



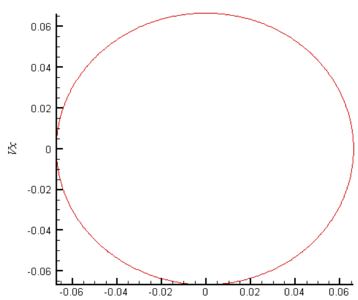
۵-۳۹-۱- (ج)



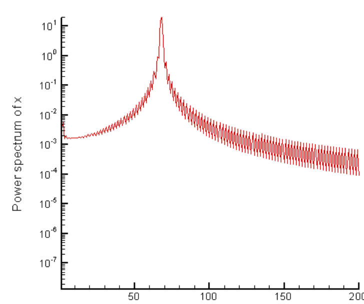
۵-۳۹-۱- (د)



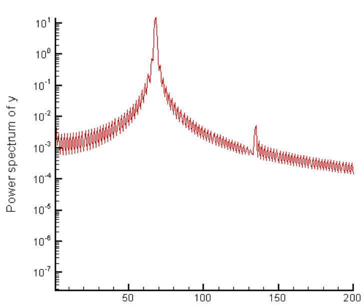
۵-۳۹-۲- (الف)



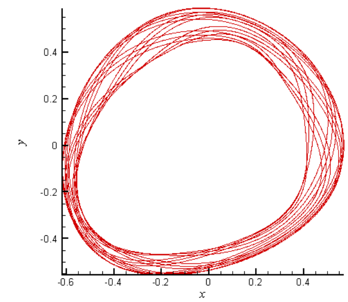
۵-۳۹-۲- (ب)



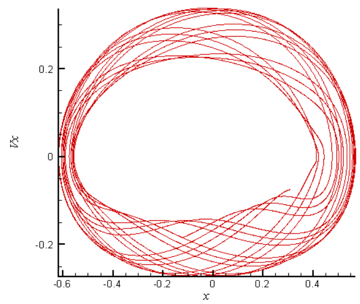
۵-۳۹-۲- (ج)



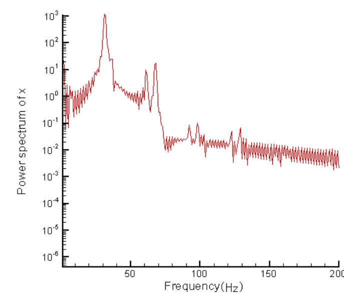
۵-۳۹-۲- (د)



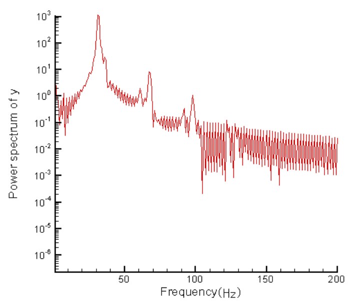
۵-۳۹-۳- (الف)



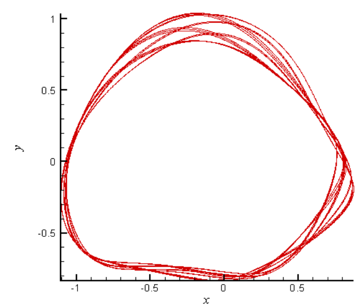
۵-۳۹-۳- (ب)



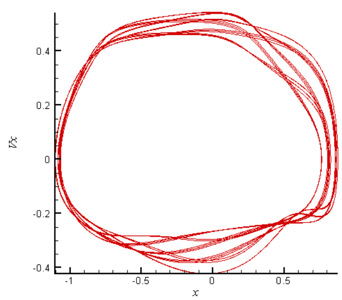
۵-۳۹-۳- (ج)



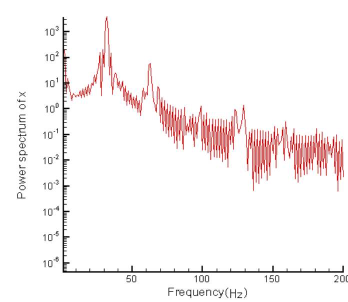
۵-۳۹-۳- (د)



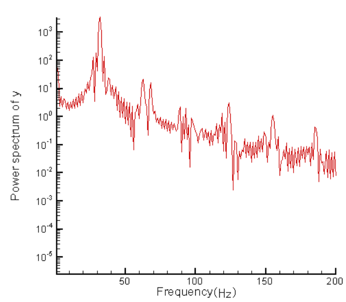
۵-۳۹-۴- (الف)



۵-۳۹-۴- (ب)

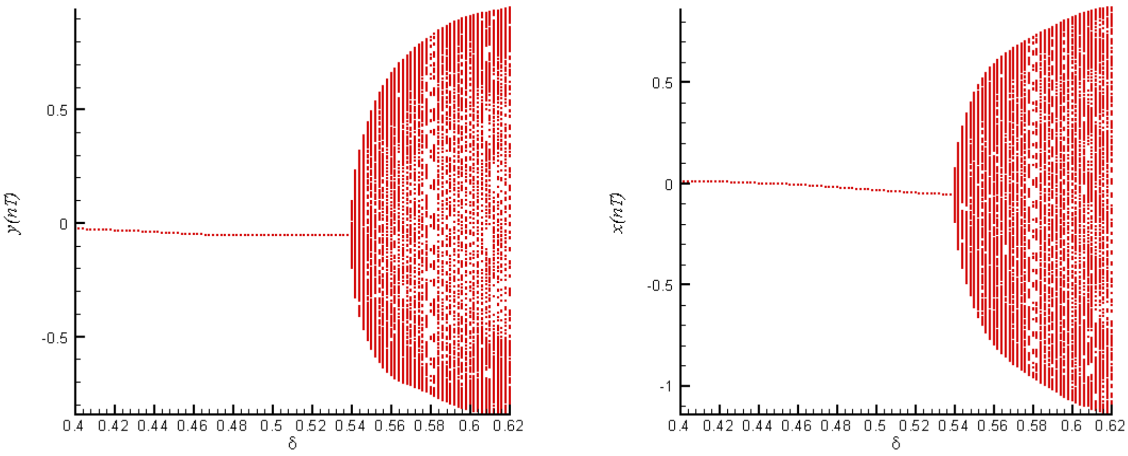


۵-۳۹-۴- (ج)



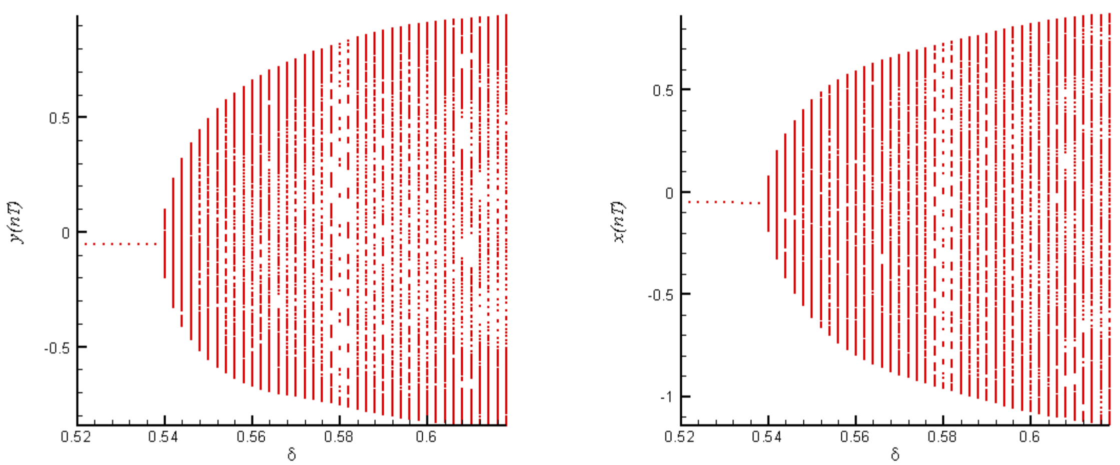
۵-۳۹-۴- (د)

شکل(۵-۳۹): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta = ۰/۴۵$ (۵-۳۹-۱)، $\delta = ۰/۵$ (۵-۳۹-۲)، $\delta = ۰/۵۵$ (۵-۳۹-۳) و $\delta = ۰/۶$ (۵-۳۹-۴) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



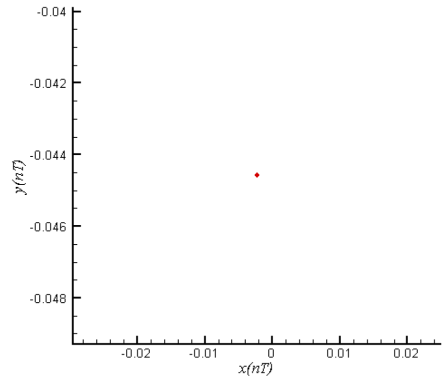
(ب) (الف)

شکل (۵-۴۰): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$

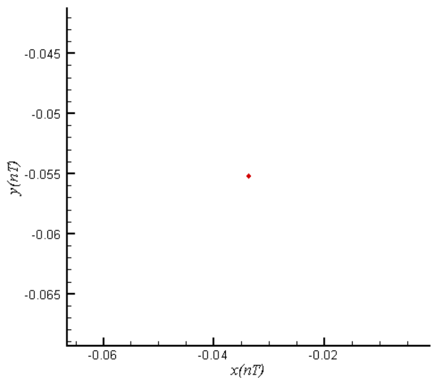


(ب) (الف)

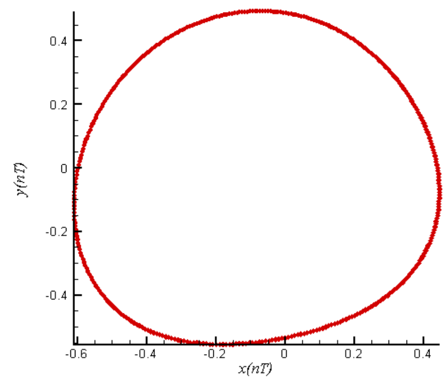
شکل (۵-۴۱): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۰/۵۲ \le \delta \le ۰/۶۲$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان سه-لب
تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



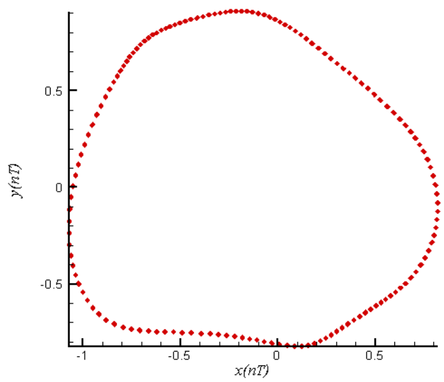
(الف)



(ب)



(ج)



(د)

شکل (۵-۴۲): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\delta = ۰/۴۵$ (الف)، ۰/۵ (ب)، ۰/۵۵ (ج) و ۰/۶ (د) برای یاتاقان سه-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$

فصل ششم

ارائه نتایج و بررسی رفتارهای دینامیکی در سیستم یاتاقان گازی غیرمدور چهار-لب

۶-۱ مقدمه

در این فصل با توجه به الگوریتم ارائه شده در فصل سوم رفتار سیستم در حالتی که محور روی دو یاتاقان گازی غیرمدور چهار-لب نگهداری می‌شود، مورد بررسی قرار می‌گیرد. اطلاعات بکارگرفته شده در این بررسی عبارتند از [۱۰۰،۱۰۵]:

شعاع محور $\overline{R} = ۰/۰۵m$، لقی شعاعی $\overline{C} = ۳\times۱۰^{-۵}\ m$، لزجت روانکار $\overline{\mu} = ۱/۸\times۱۰^{-۵}\ kg/ms$

در بخش‌های (۶-۲) و (۶-۳) نتایج برای حالتی که سیستم به طور کامل بالانس باشد به ترتیب برای نسبت طول به قطرهای ۱ ([۵۶-۵۸] و [۲۶-۲۲]) و ۱/۵ ([۱۰۰،۱۰۵]) مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین نتایج برای حالتی که نابالانسی جرمی در سیستم وجود داشته باشد، به ترتیب برای نسبت طول به قطرهای ۱ و ۱/۵ در بخش‌های (۶-۴) و (۶-۵) مورد بررسی قرار می‌گیرد.

در بخش‌های مذکور پارامترهایی نظیر عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود، در این دو نسبت طول به قطر تحت شرایطی که محور به طور کامل بالانس باشد و یا نابالانسی جرمی برای آن درنظرگرفته شود، مورد بررسی قرارگرفته تا نواحی که در آن رفتارهای مختلف با تغییر پارامترهای مذکور صورت می‌گیرد، شناسایی شود.

۶-۲ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$

در این بخش با فرض بالانس بودن کامل محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان واحد باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

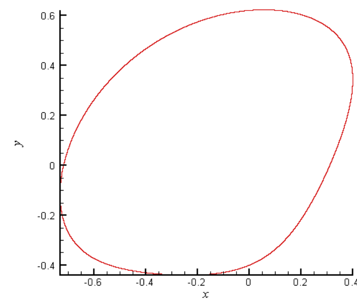
۶-۲-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\overline{m}_{r} = ۲۵/۸\ kg$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

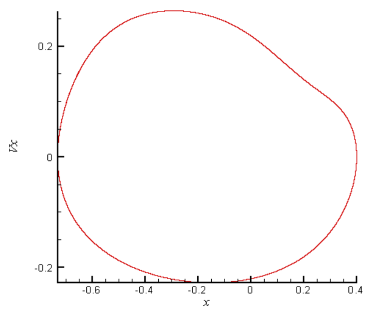
نتایج نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۶-۱-۱- الف، ب) و (۶-۱-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را در اعداد یاتاقان ۲۵ و ۳۰ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این اعداد می‌باشد.

شکل‌های (۶-۱-۱- ج، د) و (۶-۱-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای اعداد یاتاقان مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

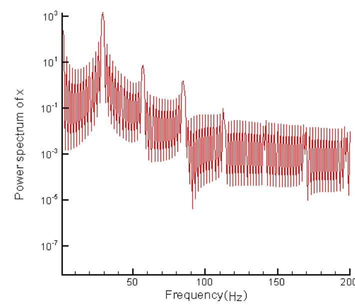
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۲- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر سیستم، عدد یاتاقان، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می-شود که به ازای اعداد یاتاقان کوچکتر از $\Lambda = ۲۳$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده $۲۳ \le \Lambda \le ۳۵/۸$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره در اعداد یاتاقان ۲۵ و ۳۰ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۶-۳- الف، ب) وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش مجدد عدد یاتاقان از مقدار $\Lambda = ۳۵/۸$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



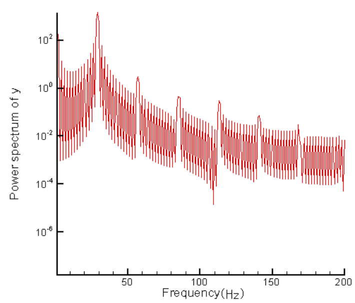
۶-۱-۱- (الف)



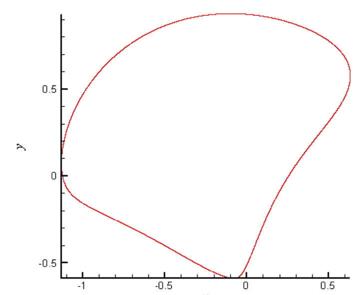
۶-۱-۱- (ب)



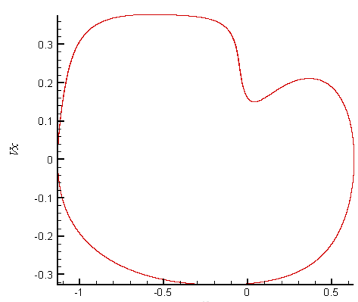
۶-۱-۱- (ج)



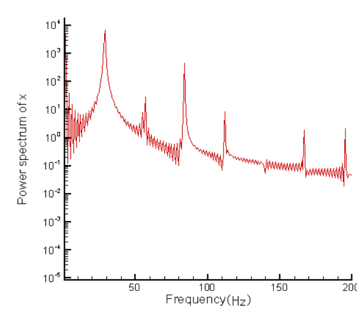
۶-۱-۱- (د)



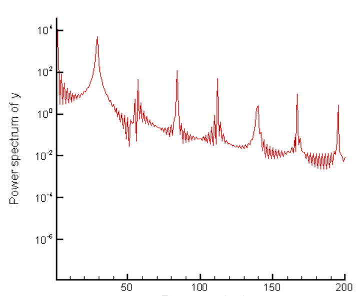
۶-۱-۲- (الف)



۶-۱-۲- (ب)

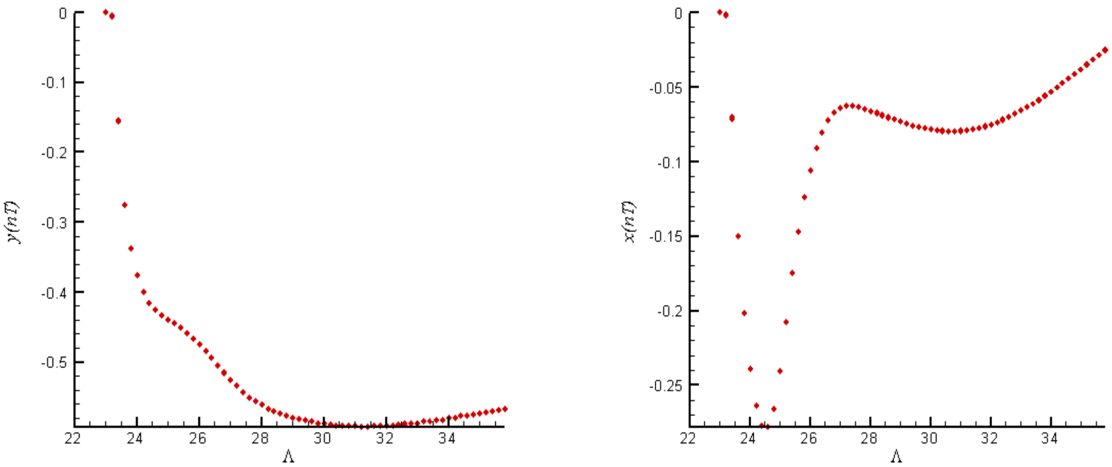


۶-۱-۲- (ج)



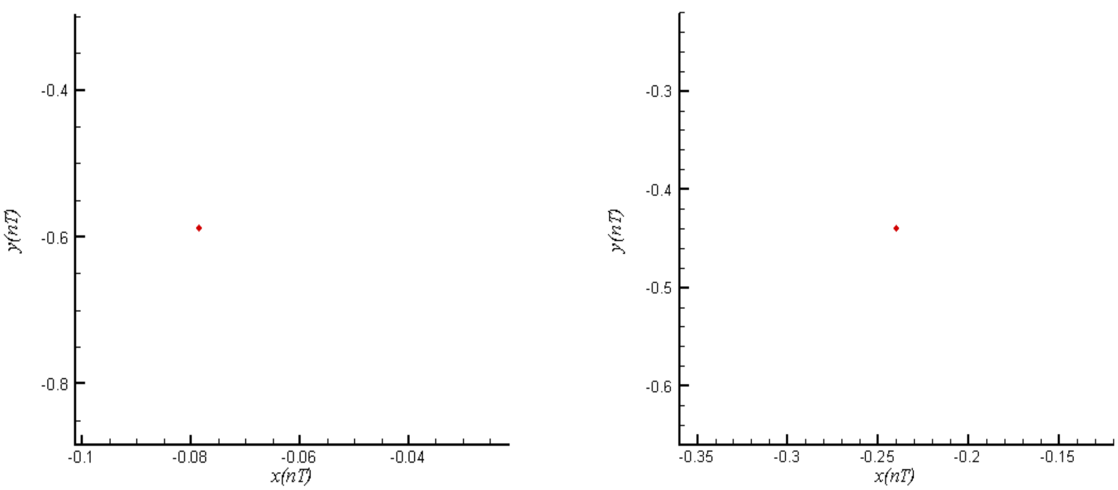
۶-۱-۲- (د)

شکل(۶-۱): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\Lambda = ۲۵$ (۶-۱-۱) و $\Lambda = ۳۰$ (۶-۱-۲) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$



(الف) (ب)

شکل (۶-۲): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰$



(الف) (ب)

شکل (۶-۳): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda = ۲۵$ (الف) و ۳۰ (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط

$\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰$

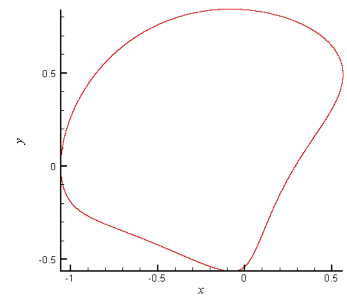
۶-۲-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W_{\cdot}} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

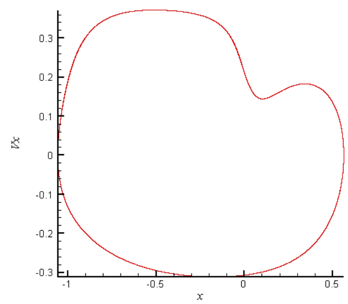
شکل‌های (۶-۴-۱- الف، ب) و (۶-۴-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای جرم‌های محور ۳۱ و ۴۱/۳ کیلوگرم نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این اعداد می‌باشد.

شکل‌های (۶-۴-۱- ج، د) و (۶-۴-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

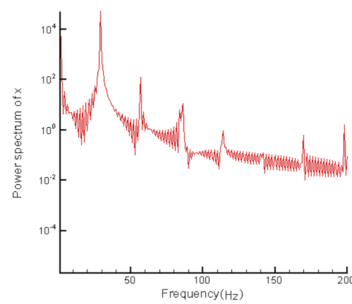
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۵- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر سیستم، جرم محور، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می-شود که برای مقادیر جرم محور کوچکتر از $\overline{m_r} = ۲۲/۷kg$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش جرم محور و قرارگیری آن در محدوده $۲۲/۷ \le \overline{m_r} \le ۴۳/۱kg$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای جرم‌های محور ۳۱ و ۴۱/۳ کیلوگرم نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۶-۶- الف، ب) وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش مجدد جرم محور از مقدار $\overline{m_r} = ۴۳/۱kg$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



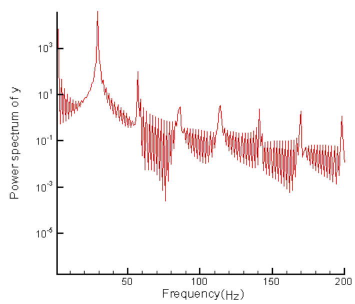
۶-۴-۱- (الف)



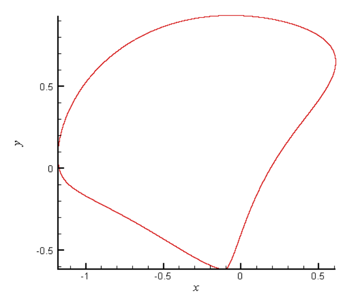
۶-۴-۱- (ب)



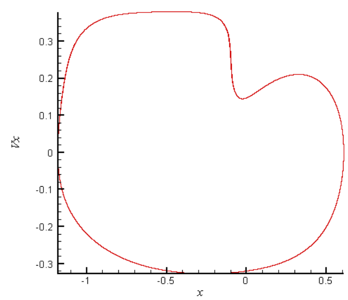
۶-۴-۱- (ج)



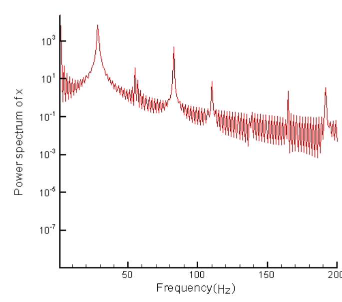
۶-۴-۱- (د)



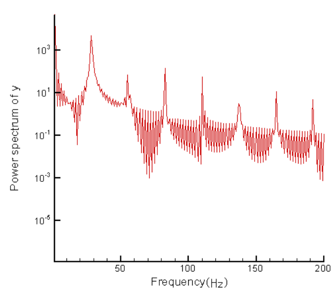
۶-۴-۲- (الف)



۶-۴-۲- (ب)

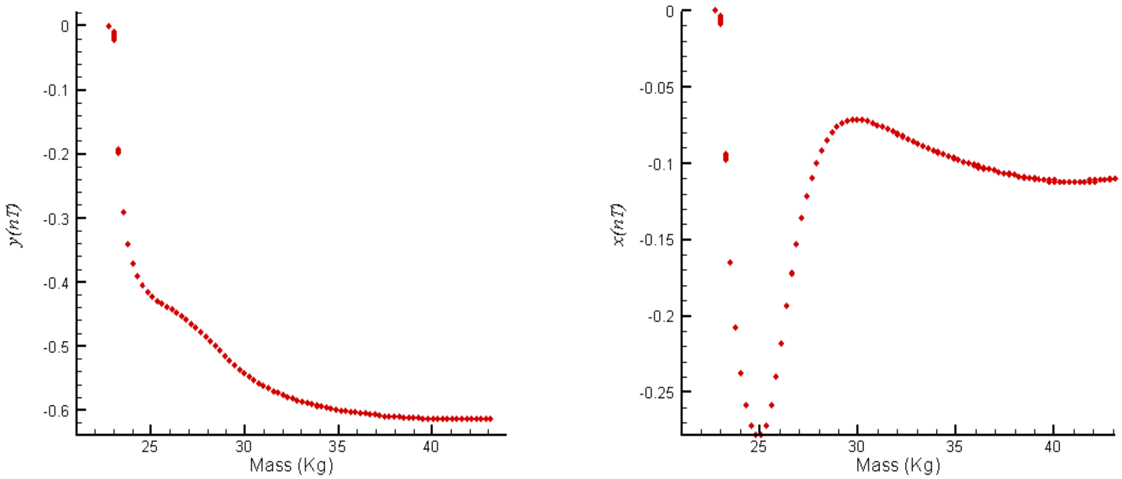


۶-۴-۲- (ج)



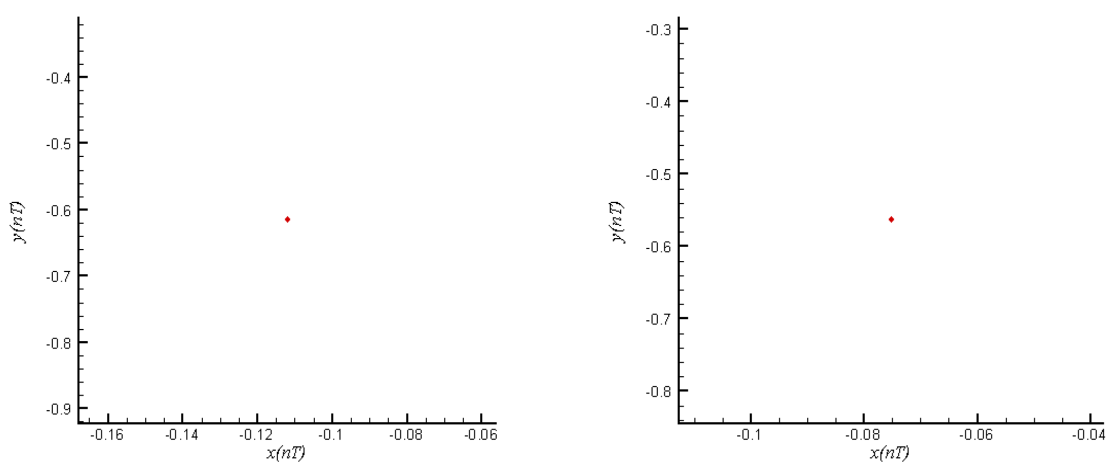
۶-۴-۲- (د)

شکل(۶-۴): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = ۳۱kg$ (۶-۴-۱) و $\overline{m}_r = ۴۱/۳kg$ (۶-۴-۲) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۶-۵): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = 1, \overline{\rho} = 0$



(ب) (الف)

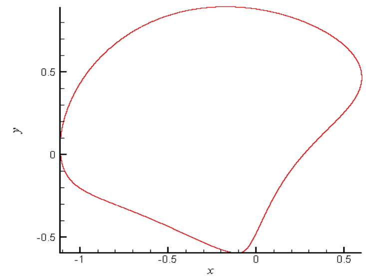
شکل (۶-۶): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m}_r = 31$ (الف) و ۴۱/۳ (ب) کیلوگرم برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = 1, \overline{\rho} = 0$

۶-۲-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

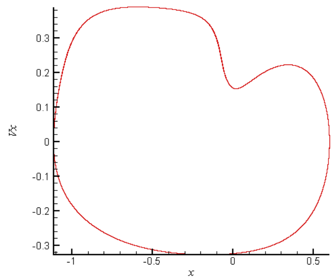
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_. = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار جرم محور برابر با $\overline{m}_r = ۲۵/۸\ kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می-گیرد.

شکل‌های (۶-۷-۱- الف، ب) و (۶-۷-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقادیر پریلود ۰/۵۹ و ۰/۶۲ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این اعداد می‌باشد. شکل‌های (۶-۷-۱- ج، د) و (۶-۷-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

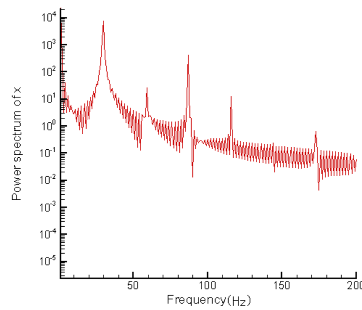
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۸- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر سیستم، پریلود، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۵۸۶$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۵۸۶ \leq \delta \leq ۰/۶۲۲$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می-دهد. نگاشت پوانکاره به ازای مقادیر پریلود ۰/۵۹ و ۰/۶۲ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۶-۹- الف، ب) وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش مجدد مقدار پریلود از مقدار $\delta = ۰/۶۲۲$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



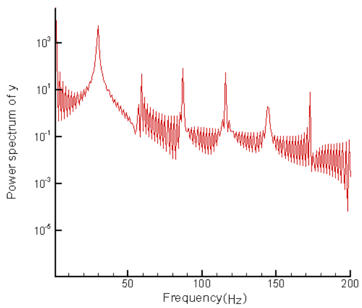
۶-۷-۱- (الف)



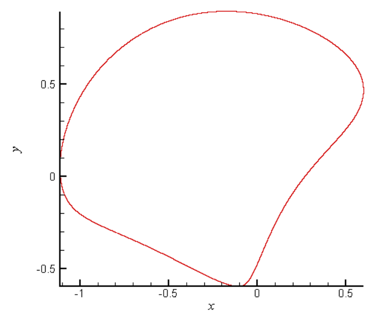
۶-۷-۱- (ب)



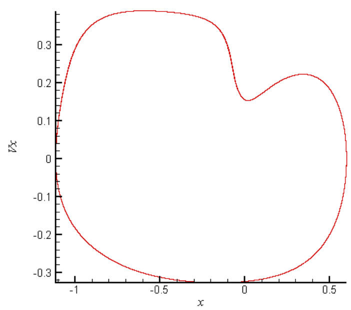
۶-۷-۱- (ج)



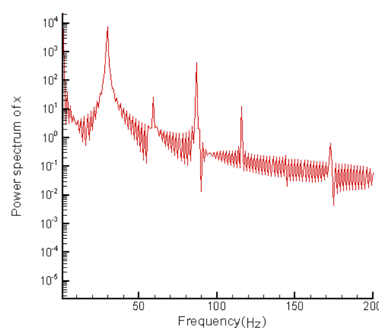
۶-۷-۱- (د)



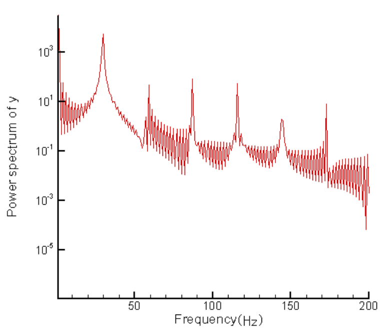
۶-۷-۲- (الف)



۶-۷-۲- (ب)

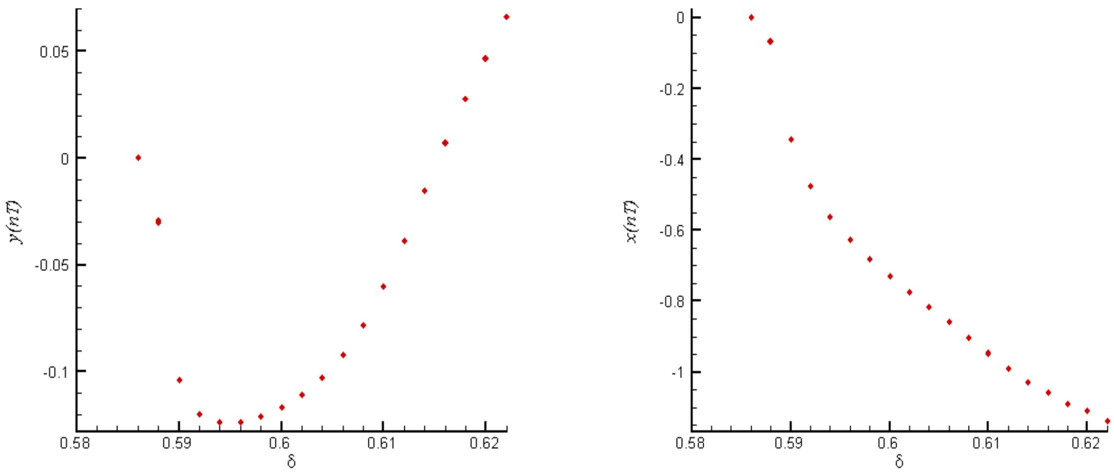


۶-۷-۲- (ج)



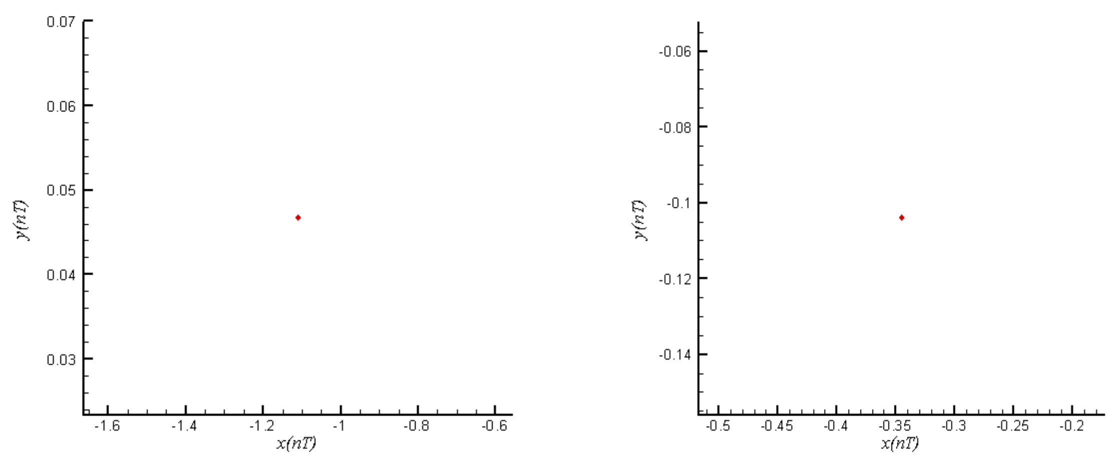
۶-۷-۲- (د)

شکل (۶-۷): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta = ۰/۵۹$ (۶-۷-۱) و $\delta = ۰/۶۲$ (۶-۷-۲) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۶-۸): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۶-۹): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\delta =$ ۰/۵۹ (الف) و ۰/۶۲ (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط

$\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰$

۶-۳ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$

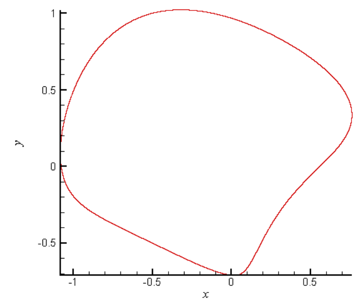
در این بخش با فرض بالانس بودن کامل محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان ۱/۵ باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۶-۳-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

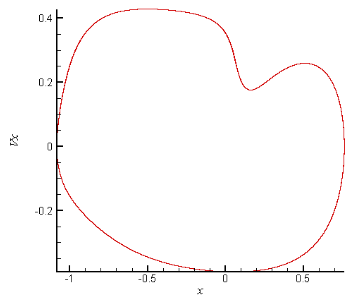
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W_{\cdot}} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\overline{m}_r = ۲۵/۸\, kg$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۶-۱۰-۱- الف، ب) و (۶-۱۰-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را در اعداد یاتاقان ۳۰ و ۴۵ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این اعداد می‌باشد. شکل‌های (۶-۱۰-۱- ج، د) و (۶-۱۰-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای اعداد یاتاقان مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

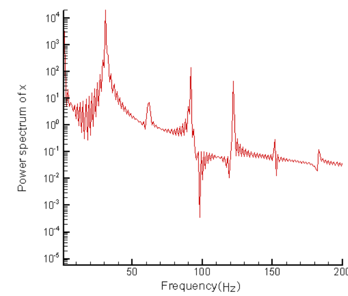
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۱۱- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، عدد یاتاقان، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که به ازای اعداد یاتاقان کوچکتر از $\Lambda = ۱۹/۶$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده $۱۹/۶ \leq \Lambda \leq ۴۵/۸$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای اعداد یاتاقان ۳۰ و ۴۵ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۶-۱۲- الف، ب) وقوع چنین رفتاری را تایید می‌کند. با افزایش مجدد عدد یاتاقان از مقدار $\Lambda = ۴۵/۸$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



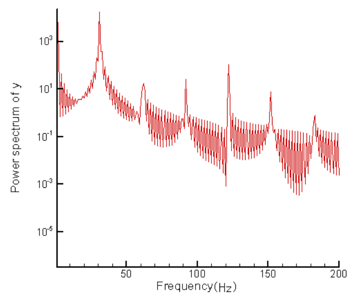
۶-۱۰-۱- (الف)



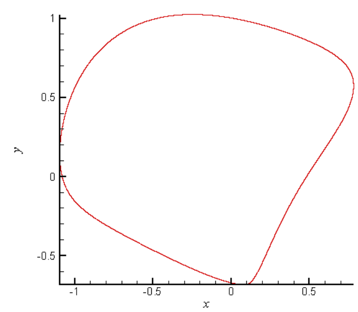
۶-۱۰-۱- (ب)



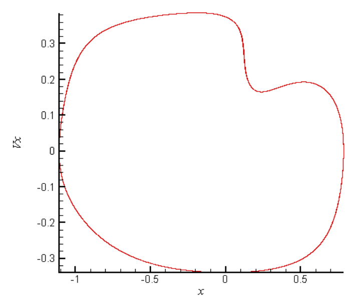
۶-۱۰-۱- (ج)



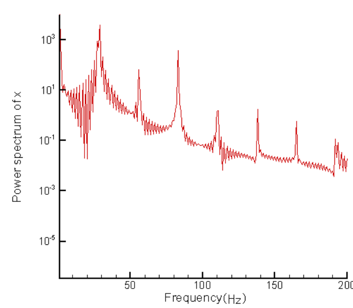
۶-۱۰-۱- (د)



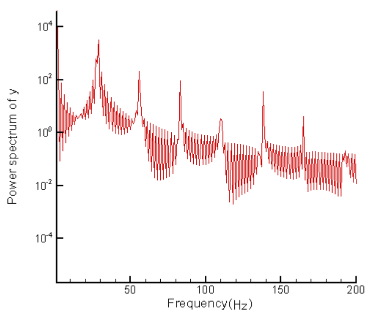
۶-۱۰-۲- (الف)



۶-۱۰-۲- (ب)

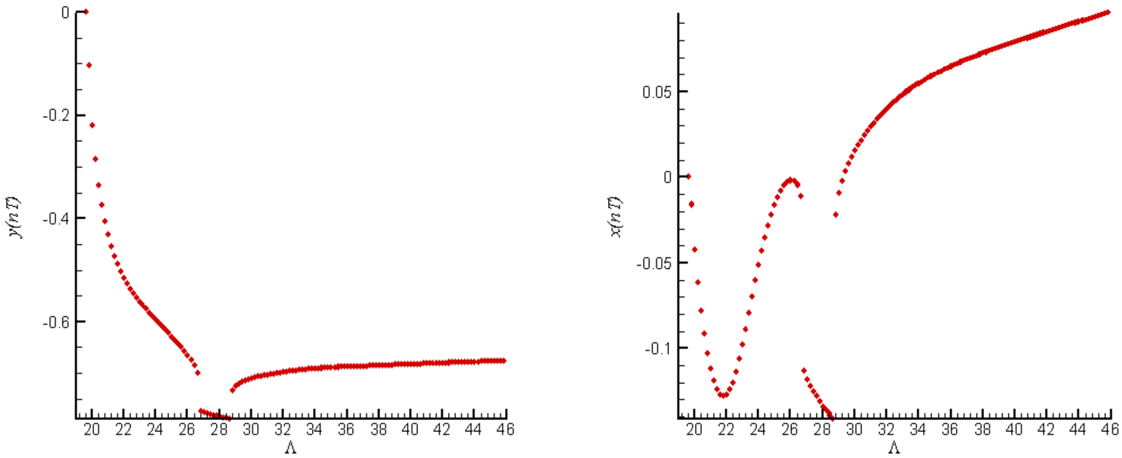


۶-۱۰-۲- (ج)



۶-۱۰-۲- (د)

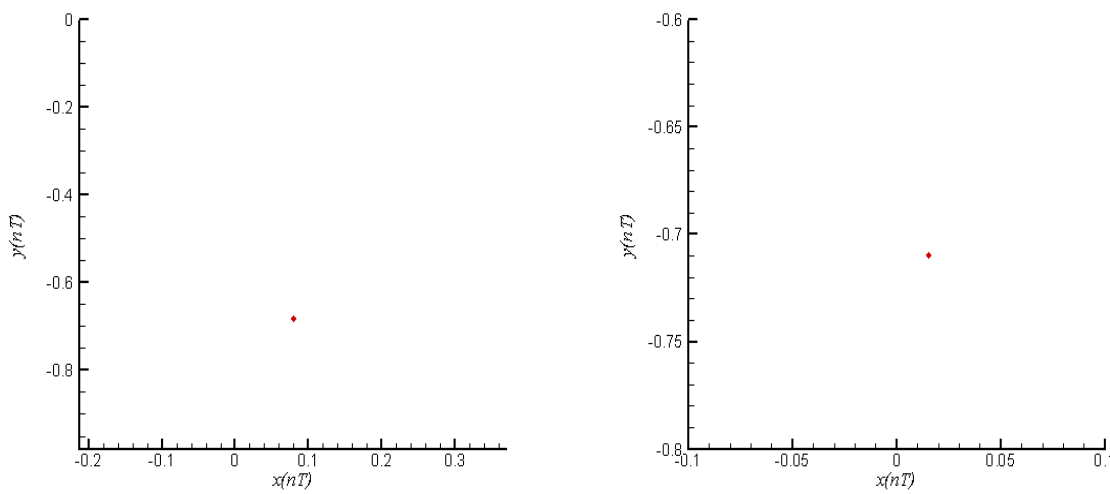
شکل (۶-۱۰): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\Lambda = ۳۰$ (۶-۱۰-۱) و $\Lambda = ۴۵$ (۶-۱۰-۲) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$



(الف) (ب)

شکل (۶-۱۱): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط

$$\lambda = 1/5, \overline{\rho} = 0$$



(الف) (ب)

شکل (۶-۱۲): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda = 30$ (الف) و ۴۵ (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط

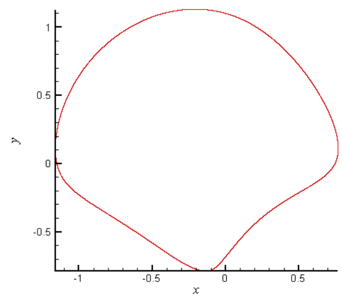
$$\lambda = 1/5, \overline{\rho} = 0$$

۶-۳-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

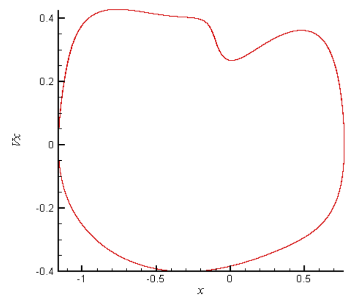
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\,N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۶-۱۳-۱- الف، ب) و (۶-۱۳-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای جرم‌های محور ۳۱ و ۴۱/۳ کیلوگرم نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم در این اعداد می‌باشد. شکل‌های (۶-۱۳-۱- ج، د) و (۶-۱۳-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

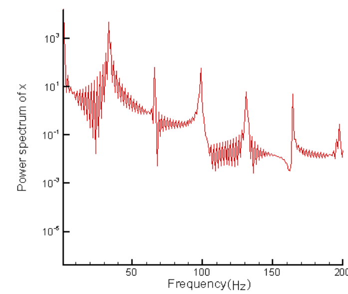
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۱۴- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، جرم محور، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای مقادیر جرم محور کوچکتر از $\overline{m}_r = ۱۶/۳kg$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش جرم محور و قرارگیری آن در محدوده $۱۶/۳ \le \overline{m}_r \le ۵۱/۶kg$ سیستم رفتار هارمونیکی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای جرم‌های محور ۳۱ و ۴۱/۳ کیلوگرم نشان‌داده‌شده در شکل-های (۶-۱۵- الف، ب) وقوع چنین رفتاری تایید می‌کند. با افزایش مجدد جرم محور از مقدار $\overline{m}_r = ۵۱/۶kg$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



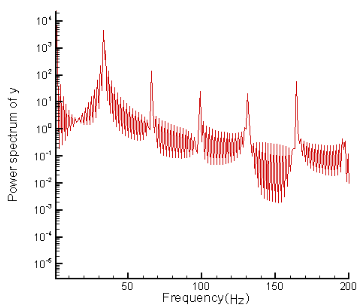
۶-۱۳-۱- (الف)



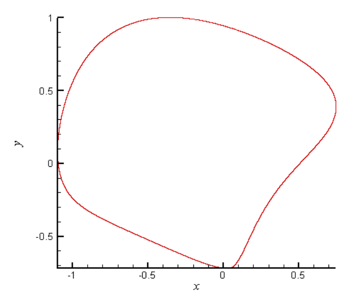
۶-۱۳-۱- (ب)



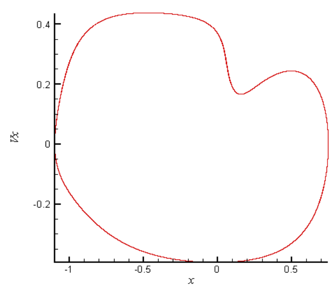
۶-۱۳-۱- (ج)



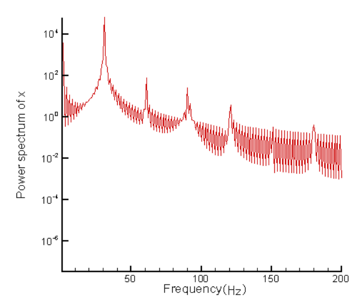
۶-۱۳-۱- (د)



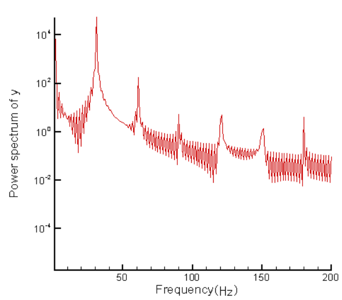
۶-۱۳-۲- (الف)



۶-۱۳-۲- (ب)

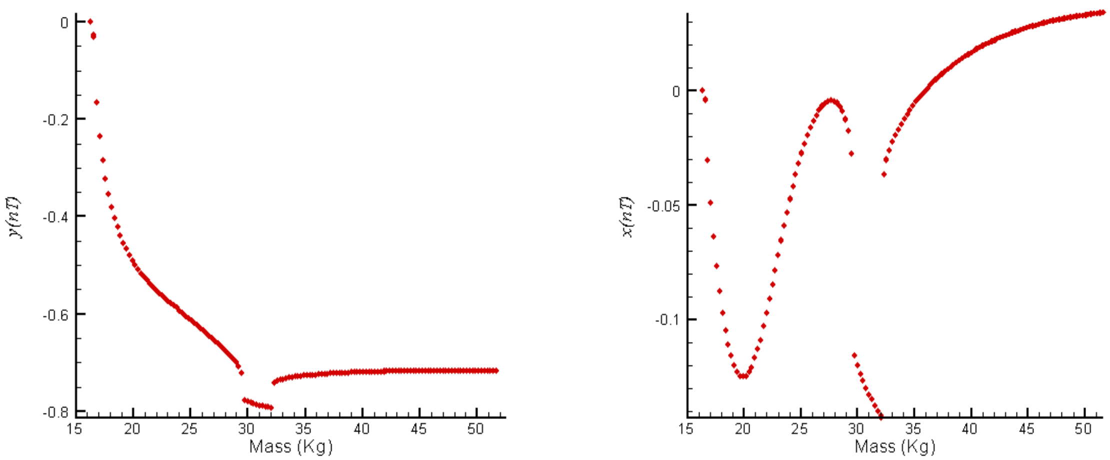


۶-۱۳-۲- (ج)



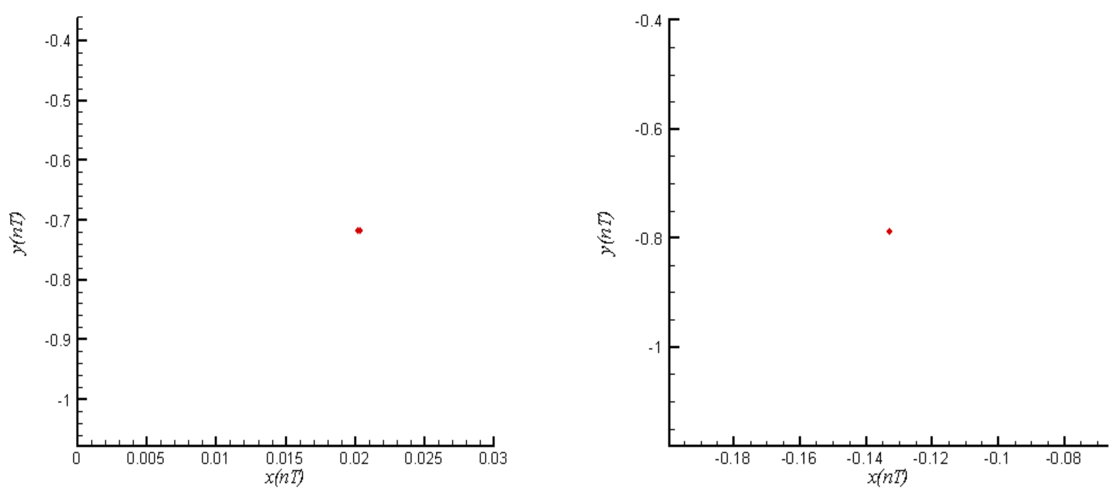
۶-۱۳-۲- (د)

شکل (۶-۱۳): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = ۳۱kg$ (۶-۱۳-۱) و $\overline{m}_r = ۴۱/۳kg$ (۶-۱۳-۲) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۶-۱۴): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

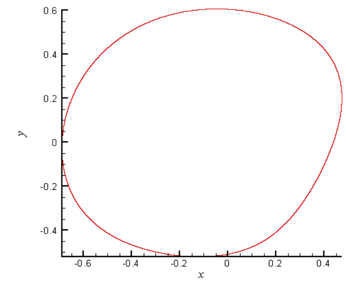
شکل (۶-۱۵): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m}_r = ۳۱$ (الف) و ۴۱/۳ (ب) کیلوگرم برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$

۶-۳-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

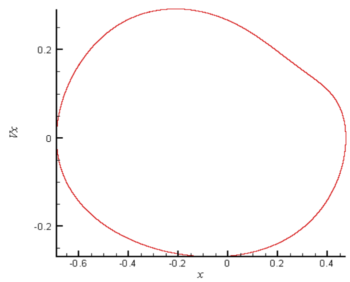
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{\cdot} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار جرم محور برابر با $\overline{m}_r = ۲۵/۸\ kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می-گیرد.

شکل‌های (۶-۱۶-۱- الف، ب) و (۶-۱۶-۲- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقادیر پریلود ۰/۵۸ و ۰/۶۲۶ نشان می‌دهند. نتایج حاکی از وقوع رفتار منظم به ازای $\delta = ۰/۵۸$ می‌باشد که با افزایش آن به مقدار $\delta = ۰/۶۲۶$ از میزان پایداری آن کاسته می‌شود. شکل‌های (۶-۱۶-۱- ج، د) و (۶-۱۶-۲- ج، د) به ترتیب طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای مقادیر پریلود مذکور نشان می‌دهند. طیف‌های توانی KT-پریودیک بودن رفتار را در این اعداد تایید می‌کنند.

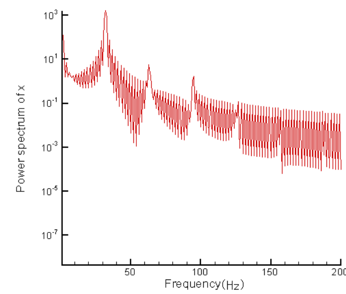
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۱۷- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، پریلود، در راستاهای افقی و عمودی صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۵۵۸$ سیستم به موقعیت تعادلی اولیه خود باز می‌گردد. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۵۵۸ \le \delta \le ۰/۶۲$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای مقدار پریلود $\delta = ۰/۵۸$ نشان‌داده‌شده در شکل (۶-۱۸- الف) وقوع چنین رفتاری را تایید می‌کند. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۶۲ < \delta < ۰/۶۳$ سیستم رفتار دو-پریودیکی از خود نشان می‌دهد و نگاشت پوانکاره به ازای مقدار پریلود $\delta = ۰/۶۲۶$ وقوع چنین رفتاری را در شکل (۶-۱۸- ب) تایید می‌کند. با افزایش مجدد مقدار پریلود ناگهان رفتار چهار-پریودیکی به ازای $\delta = ۰/۶۳$ و درنهایت برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



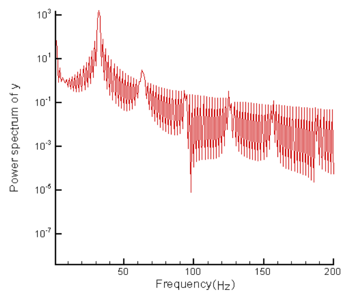
۶-۱۶-۱- (الف)



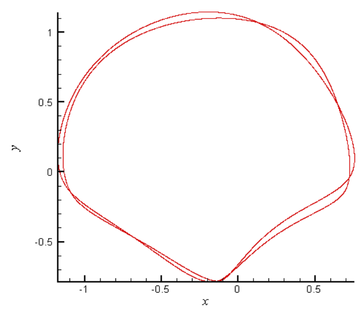
۶-۱۶-۱- (ب)



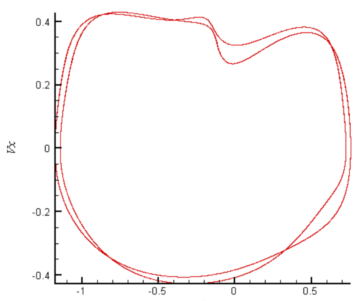
۶-۱۶-۱- (ج)



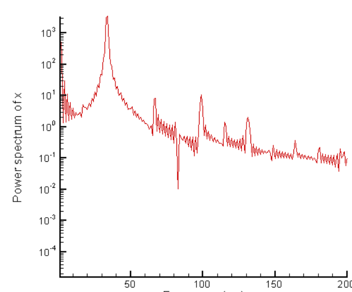
۶-۱۶-۱- (د)



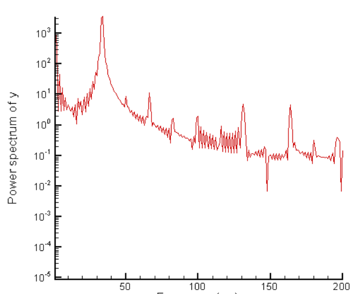
۶-۱۶-۲- (الف)



۶-۱۶-۲- (ب)

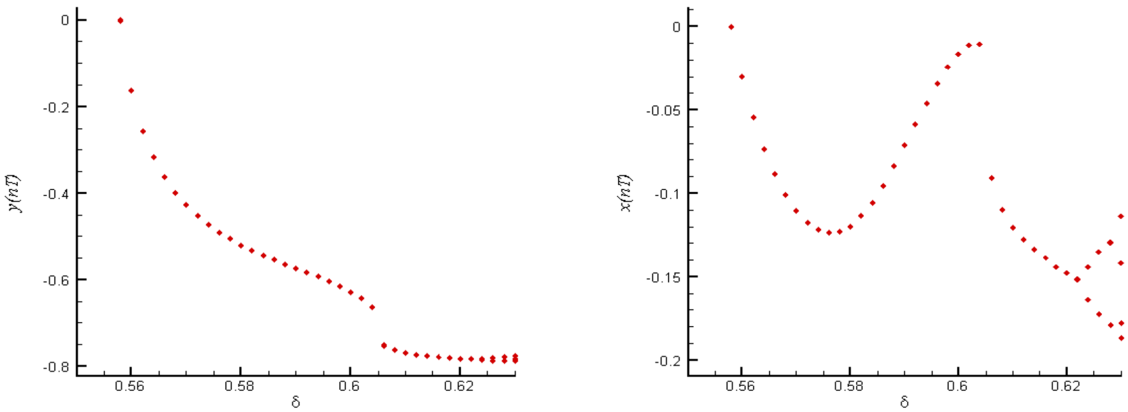


۶-۱۶-۲- (ج)



۶-۱۶-۲- (د)

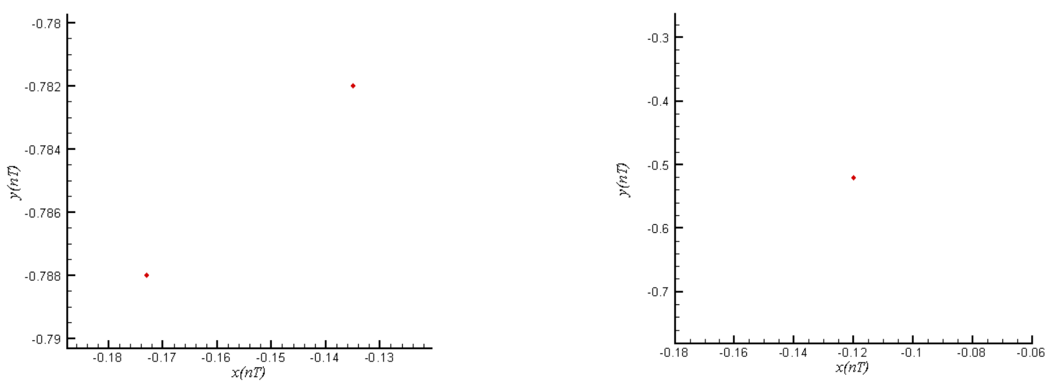
شکل (۶-۱۶): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta = ۰/۵۸$ (۶-۱۶-۱) و $\delta = ۰/۶۲۶$ (۶-۱۶-۲) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۶-۱۷): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط

$\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$



(ب) (الف)

شکل (۶-۱۸): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\delta = ۰/۵۸$ (الف) و $۰/۶۲۶$ (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط

$\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰$

۶-۴ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\ mm$

در این بخش با فرض نابالانسی جرمی محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان واحد باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۶-۴-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\,N$ و $\overline{m}_{r} = ۲۵/۸\,kg$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

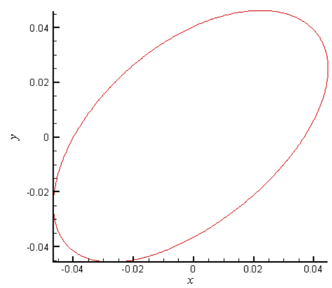
شکل‌های (۶-۱۹-۱-الف) الی (۶-۱۹-۴-الف) مدارهای دینامیکی را به ازای مقادیر مختلف عدد یاتاقان نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای مقادیر عدد یاتاقان ۱۰ و ۲۳ نشان‌داده شده است. اما با افزایش مقدار عدد یاتاقان به $\Lambda = ۲۴$ پایداری در رفتار منظم کاهش می‌یابد. چنین رفتار نامنظمی به‌ازای $\Lambda = ۲۹$ نیز صورت می‌گیرد.

از شکل‌های (۶-۱۹-۱-ب) الی (۶-۱۹-۴-ب) مشاهده می‌شود که فضای حالت به ازای مقادیر عدد یاتاقان ۱۰ و ۲۳ منظم است و با افزایش آن به مقادیر ۲۰ و ۲۹ نامنظم می‌شود.

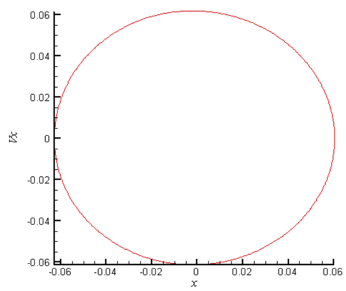
شکل‌های (۶-۱۹-۱- ج، د) الی (۶-۱۹-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای اعداد یاتاقان مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی در اعداد یاتاقان ۱۰ و ۲۳ و شبه تناوبی در اعداد یاتاقان ۲۴ و ۲۹ می‌رود.

دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۲۰- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، عدد یاتاقان، در محدوده $۲/۶ \le \Lambda \le ۳۰$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۶-۲۱- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۲۲ \le \Lambda \le ۳۰$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود که برای اعداد یاتاقان کوچکتر از $\Lambda = ۲۳/۲$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل‌های (۶-۲۲- الف، ب) نگاشت پوانکاره در اعداد یاتاقان ۱۰ و ۲۳ وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها تایید می‌کنند. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده $۲۳/۲ \le \Lambda \le ۳۰$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای اعداد یاتاقان ۲۴ و ۲۹ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۶-۲۲- ج، د) وقوع چنین رفتاری را با تشکیل یک منحنی بسته در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش

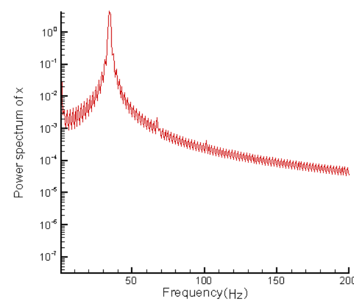
مجدد عدد یاتاقان از مقدار $\Lambda =$ ۳۰ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



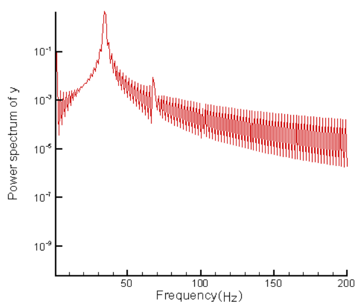
۶-۱۹-۱- (الف)



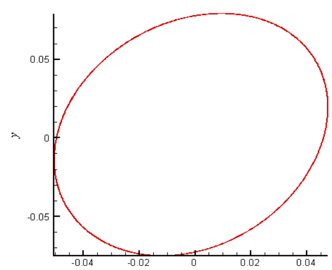
۶-۱۹-۱- (ب)



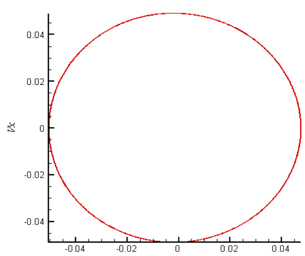
۶-۱۹-۱- (ج)



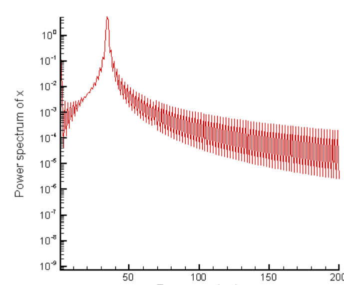
۶-۱۹-۱- (د)



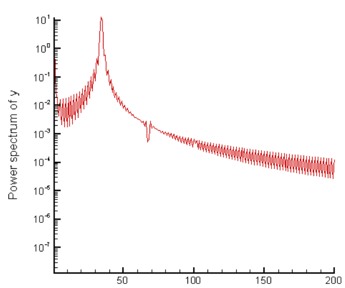
۶-۱۹-۲- (الف)



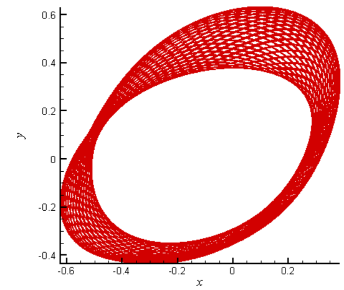
۶-۱۹-۲- (ب)



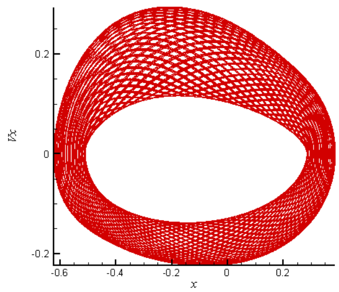
۶-۱۹-۲- (ج)



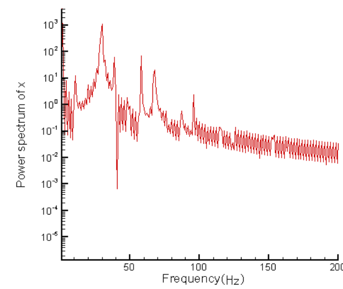
۶-۱۹-۲- (د)



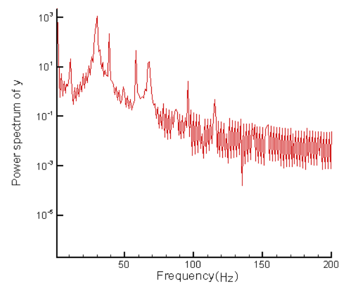
۶-۱۹-۳- (الف)



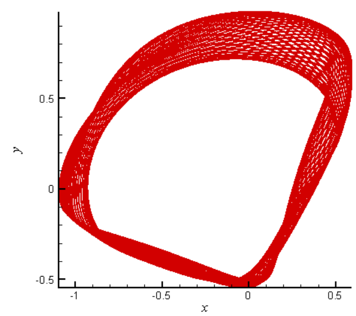
۶-۱۹-۳- (ب)



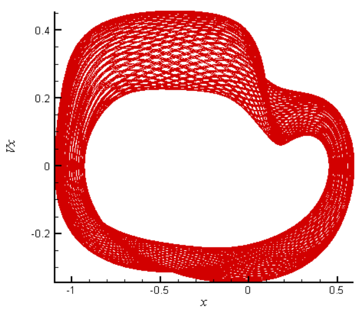
۶-۱۹-۳- (ج)



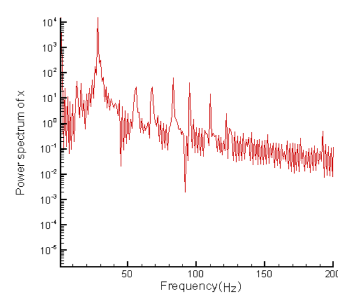
۶-۱۹-۳- (د)



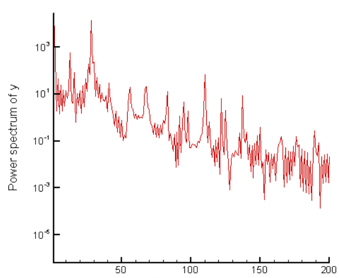
۶-۱۹-۴- (الف)



۶-۱۹-۴- (ب)

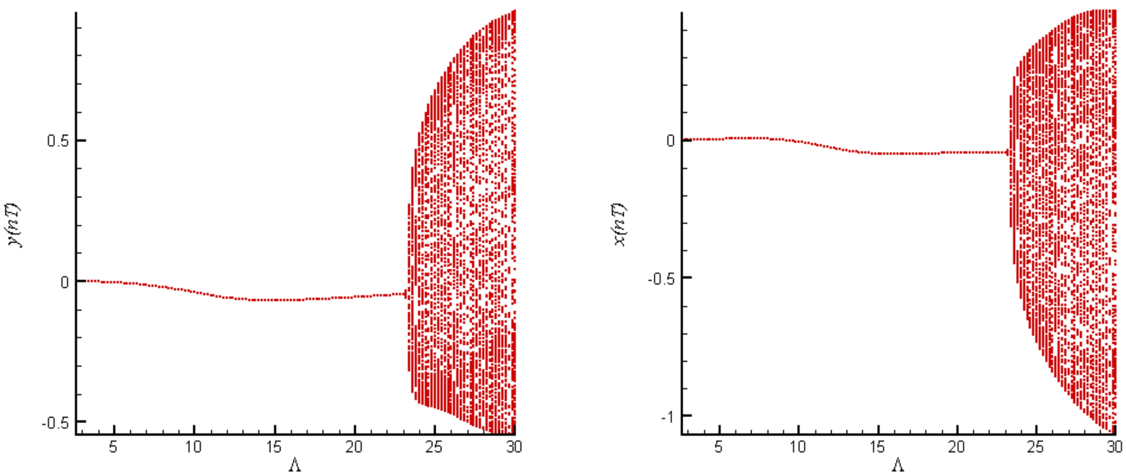


۶-۱۹-۴- (ج)



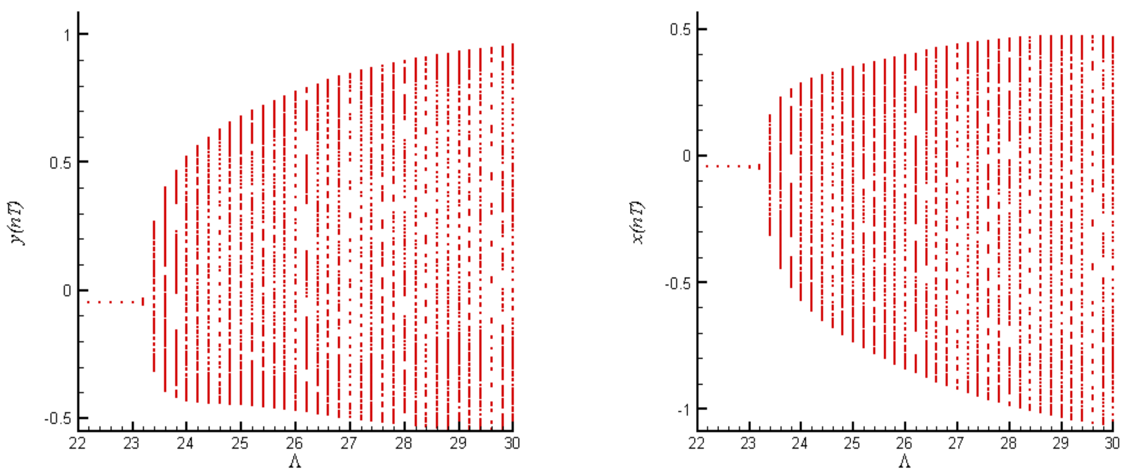
۶-۱۹-۴- (د)

شکل(۶-۱۹): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\Lambda = ۱۰$ (۶-۱۹-۱)، $\Lambda = ۲۳$ (۶-۱۹-۲)، $\Lambda = ۲۴$ (۶-۱۹-۳) و $\Lambda = ۲۹$ (۶-۱۹-۴) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\,mm$



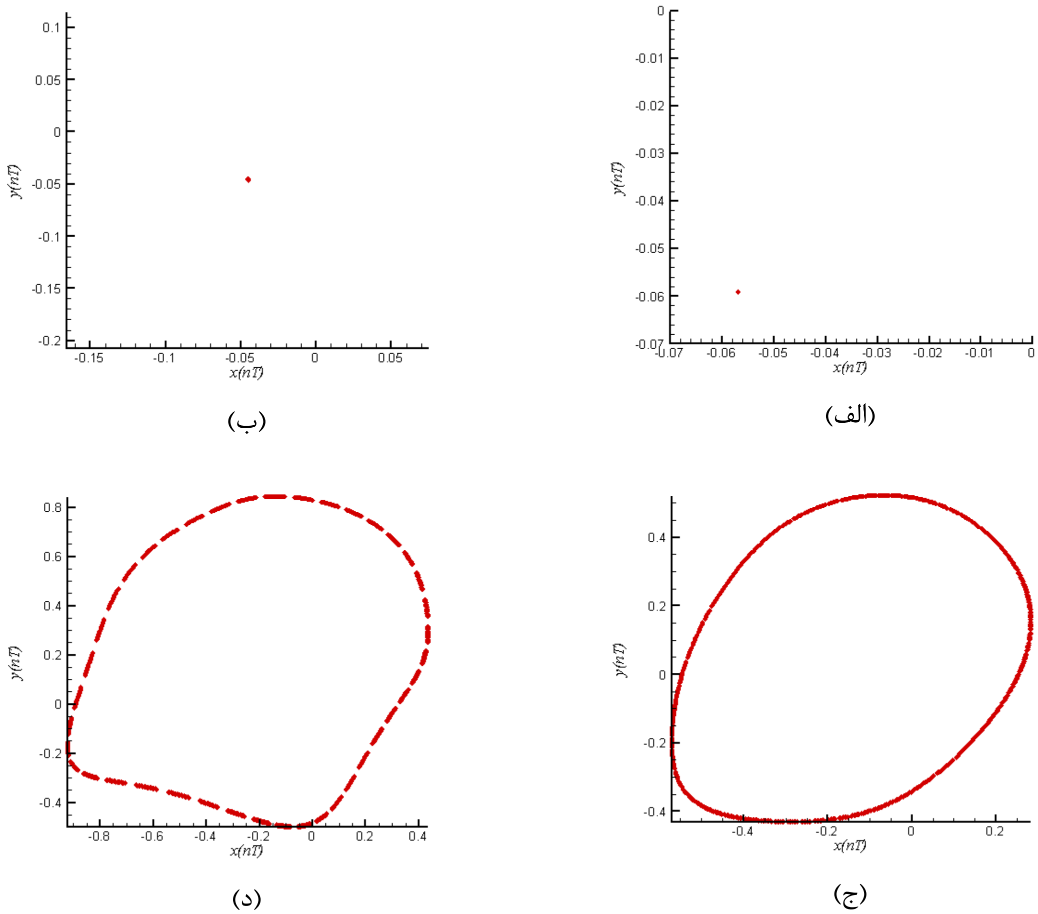
(ب) (الف)

شکل (۶-۲۰): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



(ب) (الف)

شکل (۶-۲۱): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۲۲ \le \Lambda \le ۳۰$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



شکل (۶-۲۲): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda = ۱۰$ (الف)، ۲۳ (ب)، ۲۴ (ج) و ۲۷ (د) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$

۶-۴-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

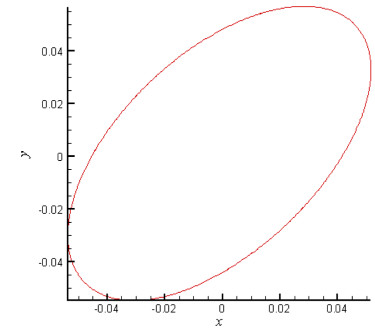
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۶-۲۳-۱- الف) الی (۶-۲۳-۴- الف) مدارهای دینامیکی را به ازای مقادیر مختلف جرم محور نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای مقادیر جرم محور ۱۰/۳۳ و ۲۰/۷ کیلوگرم نشان‌داده شده است. اما با افزایش مقدار جرم محور به $\overline{m}_r = ۲۹/۹ kg$ پایداری در رفتار منظم کاهش می‌یابد. چنین رفتار نامنظمی به‌ازای $\overline{m}_r = ۳۵/۱ kg$ نیز صورت می‌گیرد.

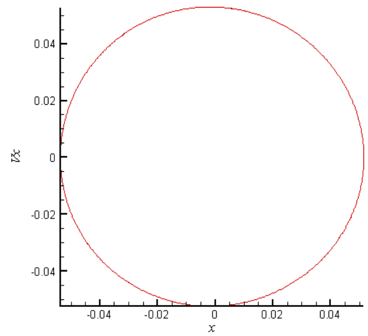
از شکل‌های (۶-۲۳-۱- ب) الی (۶-۲۳-۴- ب) مشاهده می‌شود که فضای حالت نیر به ازای مقادیر جرم‌های محور ۱۰/۳۳ و ۲۰/۷ کیلوگرم منظم است و با افزایش آن به مقادیر ۲۹/۹ و ۳۵/۱ کیلوگرم نامنظم می‌شود.

شکل‌های (۶-۲۳-۱- ج، د) الی (۶-۲۳-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی برای مقادیر جرم‌های محور ۱۰/۳۳ و ۲۰/۷ کیلوگرم و شبه تناوبی برای مقادیر جرم‌های محور ۲۹/۹ و ۳۵/۱ کیلوگرم می‌رود.

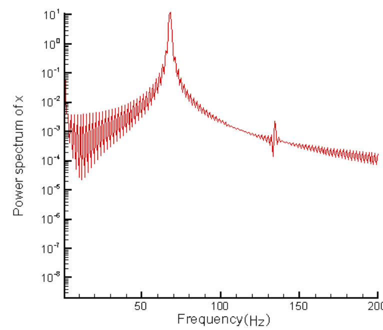
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۲۴- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، جرم محور، در محدوده $۲/۶ \le \overline{m}_r \le ۳۵/۶kg$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۶-۲۵- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۲۲ \le \overline{m}_r \le ۳۵/۶kg$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود برای جرم‌های محور کوچکتر از $\overline{m}_r = ۲۳kg$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل (۶-۲۶- الف) نگاشت پوانکاره به ازای $\overline{m}_r = ۱۰/۳۳kg$، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. با افزایش جرم محور و قرارگیری آن در محدوده $۲۳ \le \overline{m}_r \le ۳۵/۶kg$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. اما در این محدوده می-توان نقطه‌ای یافت که در آن رفتار KT-پریودیکی صورت می‌گیرد. نگاشت‌های پوانکاره در شکل (۶-۲۶) به ازای جرم‌های محور۲۳/۲، ۲۹/۹ و ۳۵/۱ کیلوگرم به‌ترتیب شبه تناوبی، ده-پریودیکی و مجدداً شبه تناوبی بودن رفتار را نشان می‌دهند. با افزایش مجدد جرم محور از مقدار $\overline{m}_r = ۳۵/۶kg$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



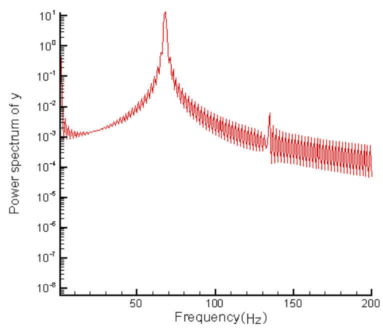
۶-۲۳-۱- (الف)



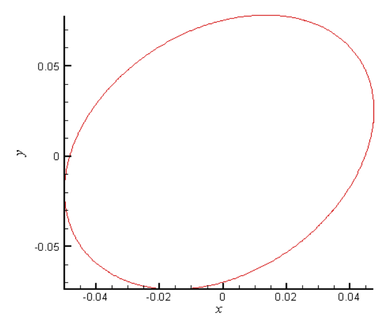
۶-۲۳-۱- (ب)



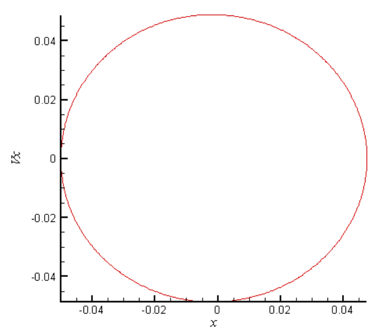
۶-۲۳-۱- (ج)



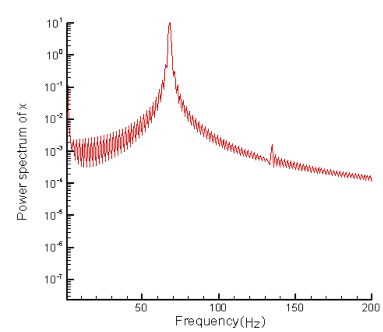
۶-۲۳-۱- (د)



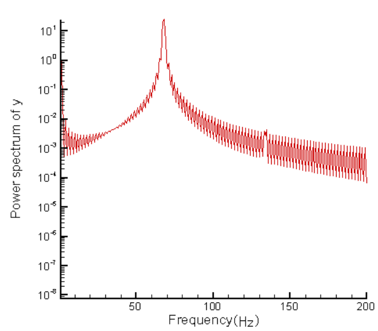
۶-۲۳-۲- (الف)



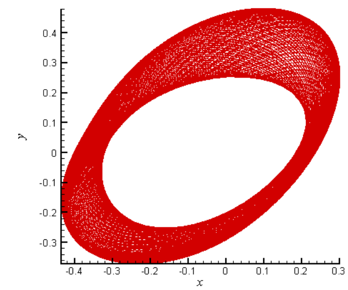
۶-۲۳-۲- (ب)



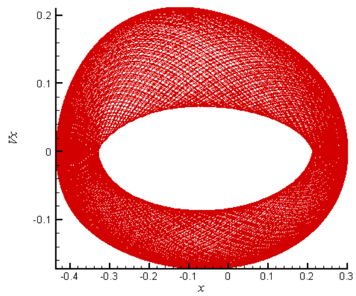
۶-۲۳-۲- (ج)



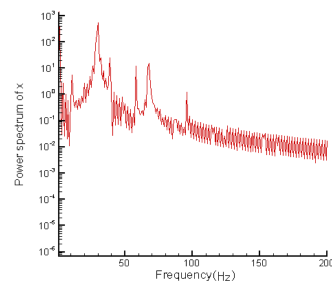
۶-۲۳-۲- (د)



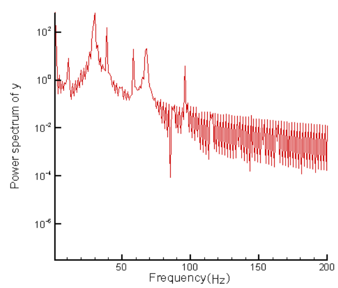
۶-۲۳-۳- (الف)



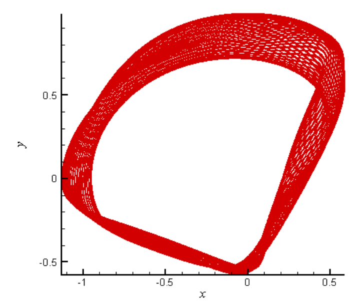
۶-۲۳-۳- (ب)



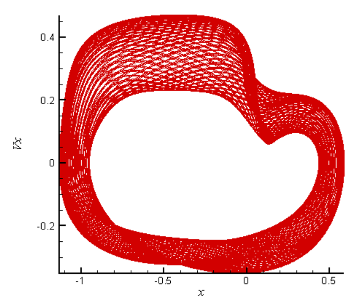
۶-۲۳-۳- (ج)



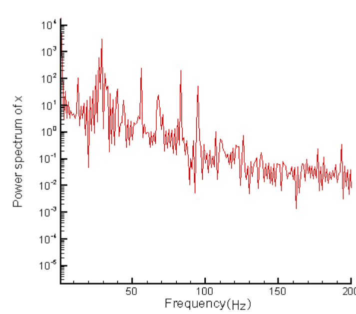
۶-۲۳-۳- (د)



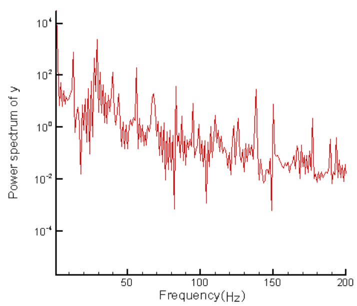
۶-۲۳-۴- (الف)



۶-۲۳-۴- (ب)

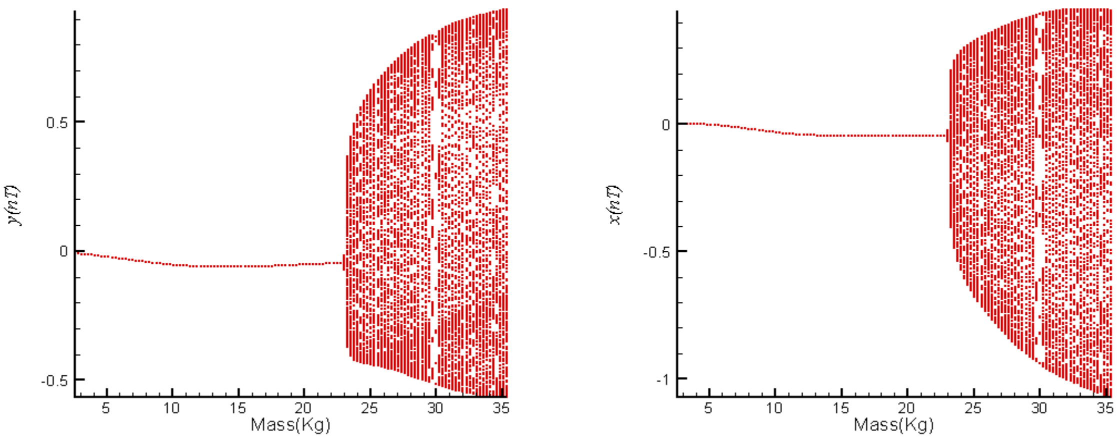


۶-۲۳-۴- (ج)



۶-۲۳-۴- (د)

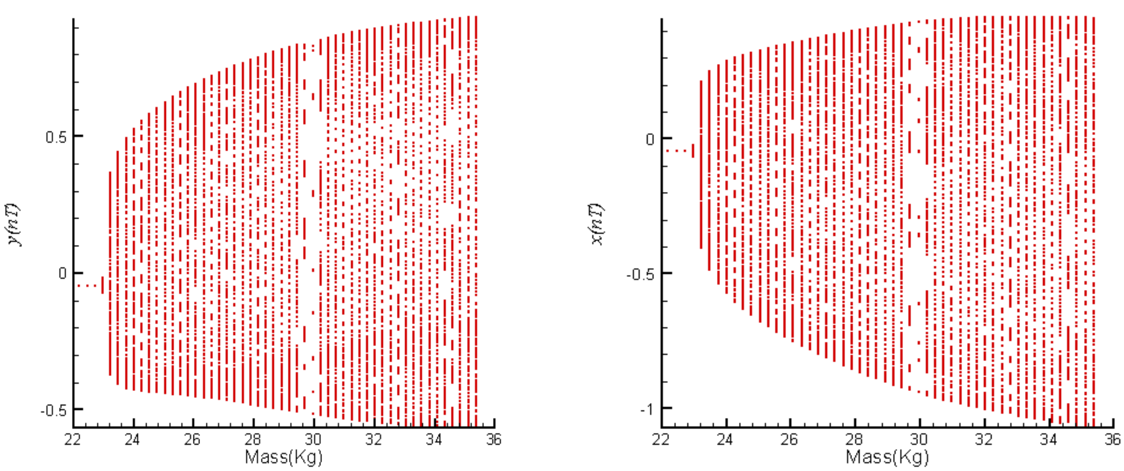
شکل (۶-۲۳): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = ۱۰/۳۳kg$ (۶-۲۳-۱)، $\overline{m}_r = ۲۰/۷kg$ (۶-۲۳-۲)، $\overline{m}_r = ۲۳/۲kg$ (۶-۲۳-۳) و $\overline{m}_r = ۳۵/۱kg$ (۶-۲۳-۴) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$



(ب) (الف)

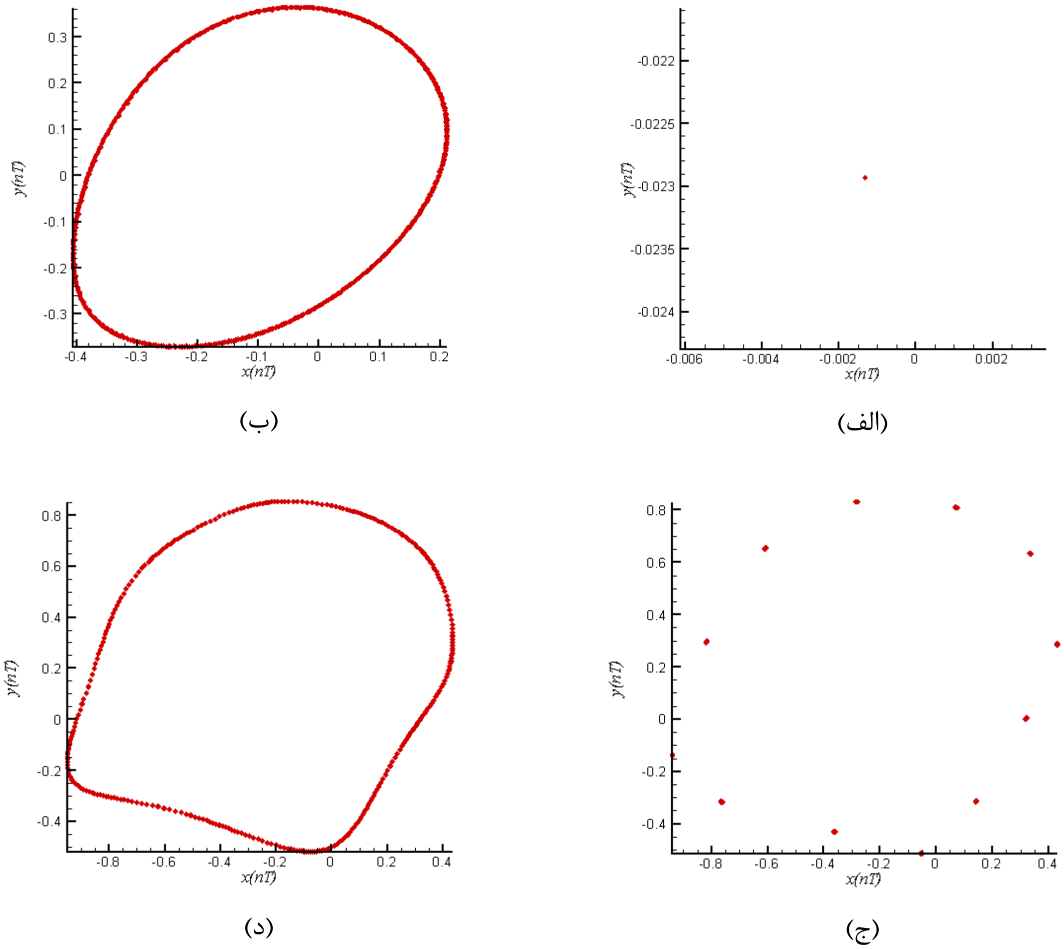
شکل (۶-۲۴): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط

$\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



(ب) (الف)

شکل (۶-۲۵): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۲۲ \le \bar{m}_r \le ۳۵/۶kg$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



شکل (۶-۲۶): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m}_r = ۱۰/۳۳$ (الف)، ۲۳/۲ (ب)، ۲۹/۹ (ج) و ۳۵/۱ (د) کیلوگرم برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\,mm$

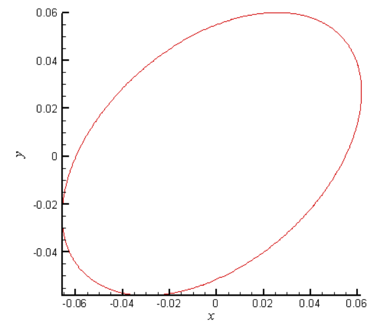
۶-۴-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{\cdot} = ۵۰۶/۵\,N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار جرم محور برابر با $\overline{m}_r = ۲۵/۸\,kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می-گیرد.

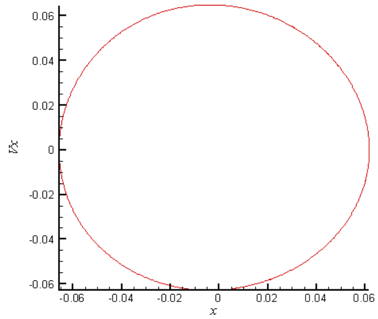
شکل‌های (۶-۲۷-۱- الف، ب) الی (۶-۲۷-۴- الف، ب) مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقادیر مختلف پریلود نشان می‌دهند. نتایج نشان می‌دهند که سیستم به ازای مقادیر پریلود ۰/۴۶ و ۰/۵۸ رفتار منظم و با افزایش آن به مقادیر ۰/۶۰۸ و ۰/۶۲ از خود رفتار نامنظم نشان می‌دهند.

شکل‌های (۶-۲۷-۱- ج، د) الی (۶-۲۷-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای مقادیر پریلود مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی به ازای مقادیر ۰/۴۶ و ۰/۵۸ و شبه تناوبی به ازای مقادیر ۰/۶۰۸ و ۰/۶۲ می‌رود.

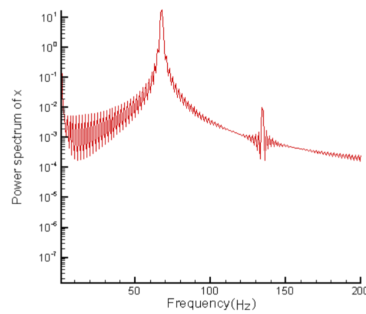
دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۲۸- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، پریلود، در محدوده $۰/۴ \le \delta \le ۰/۶۲۴$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۶-۲۹- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۰/۵۸ \le \delta \le ۰/۶۲۴$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۵۸۸$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل‌های (۶-۳۰- الف، ب) نگاشت پوانکاره به ازای مقادیر پریلود ۰/۴۶ و ۰/۵۸، وقوع چنین رفتاری را تایید می‌کند. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۵۸۸ \le \delta \le ۰/۶۲۴$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای مقادیر پریلود ۰/۶۰۸ و ۰/۶۲ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۶-۳۰- ج، د) وقوع چنین رفتاری را با تشکیل یک منحنی بسته تایید می‌کند. با افزایش مجدد مقدار پریلود از $\delta = ۰/۶۲۴$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



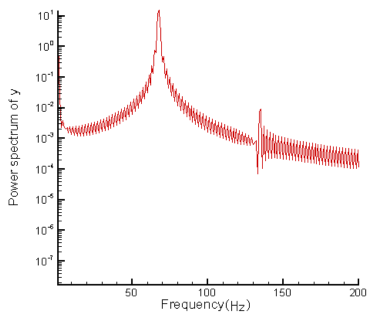
۶-۲۷-۱- (الف)



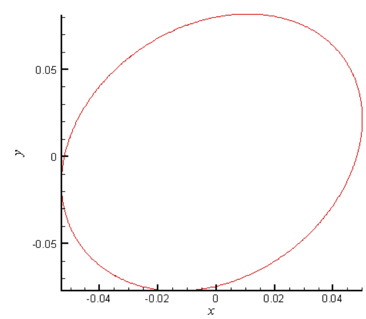
۶-۲۷-۱- (ب)



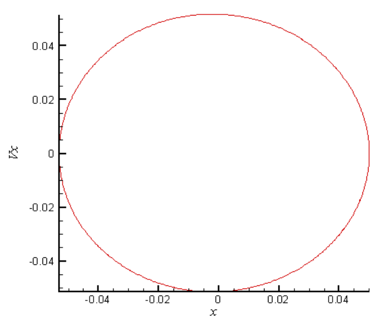
۶-۲۷-۱- (ج)



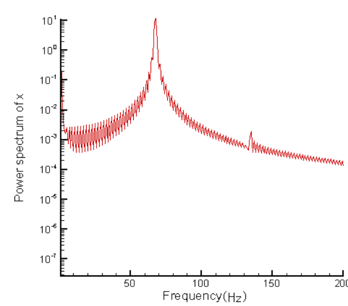
۶-۲۷-۱- (د)



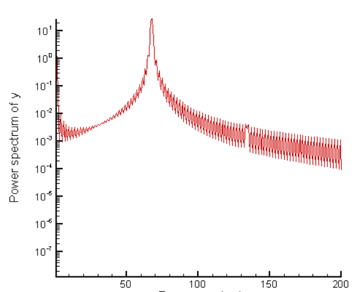
۶-۲۷-۲- (الف)



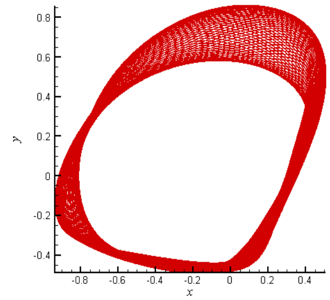
۶-۲۷-۲- (ب)



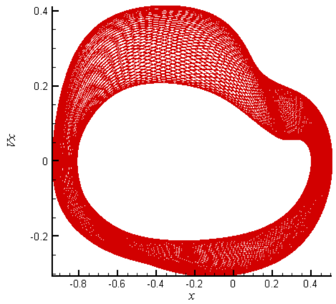
۶-۲۷-۲- (ج)



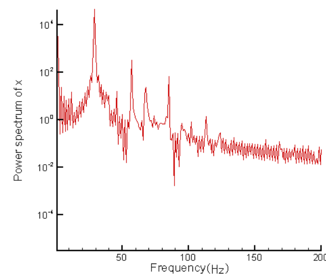
۶-۲۷-۲- (د)



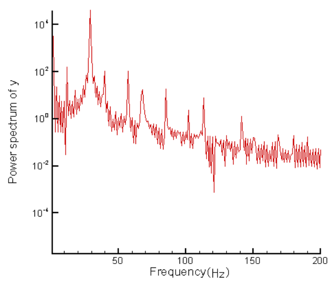
۶-۲۷-۳- (الف)



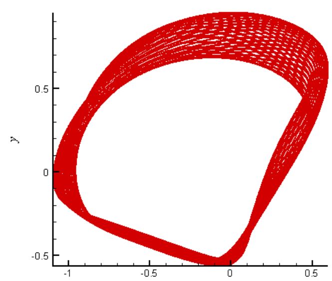
۶-۲۷-۳- (ب)



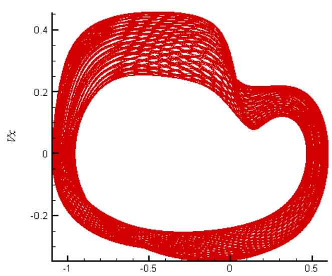
۶-۲۷-۳- (ج)



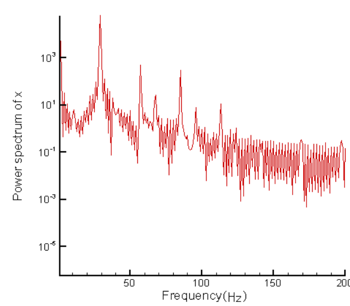
۶-۲۷-۳- (د)



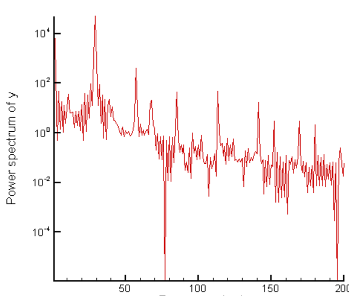
۶-۲۷-۴- (الف)



۶-۲۷-۴- (ب)

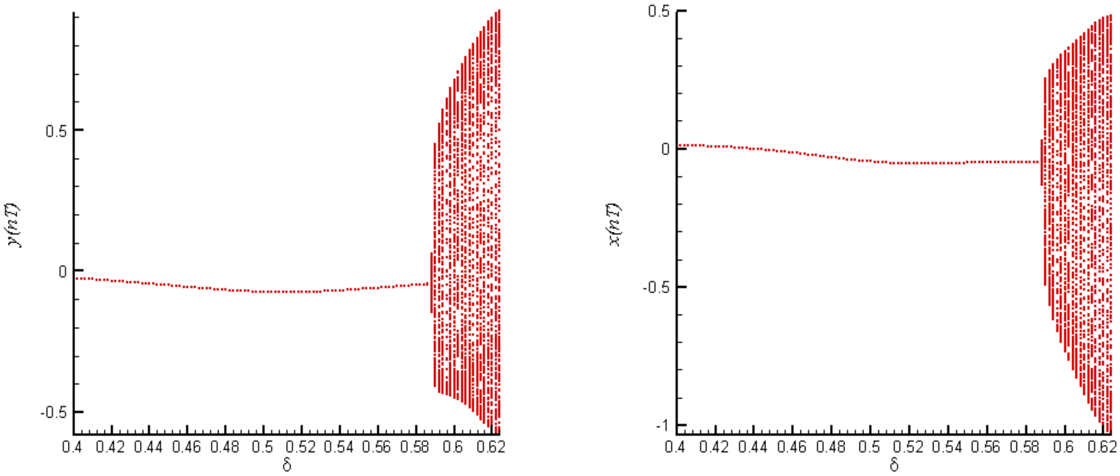


۶-۲۷-۴- (ج)



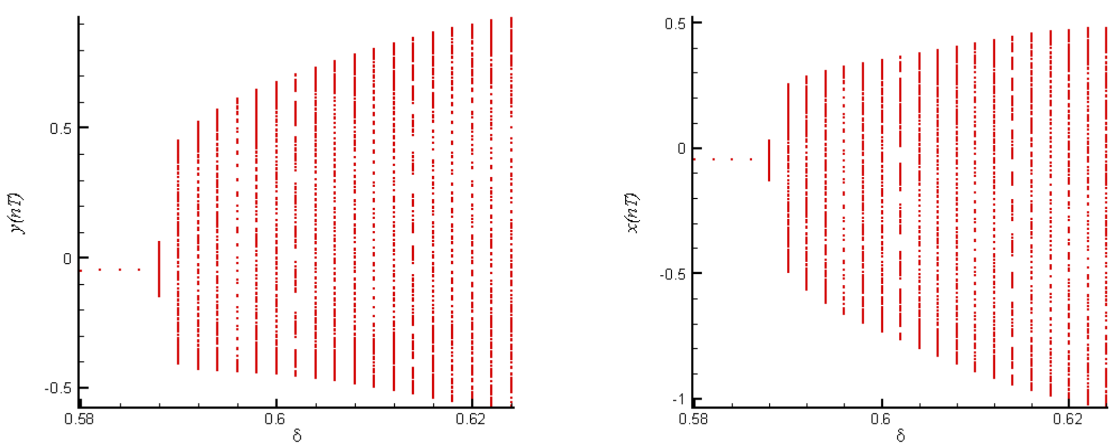
۶-۲۷-۴- (د)

شکل (۶-۲۷): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta = 0/46$ (۶-۲۷-۱)، $\delta = 0/58$ (۶-۲۷-۲)، $\delta = 0/608$ (۶-۲۷-۳) و $\delta = 0/62$ (۶-۲۷-۴) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = 1, \bar{\rho} = 0/001mm$



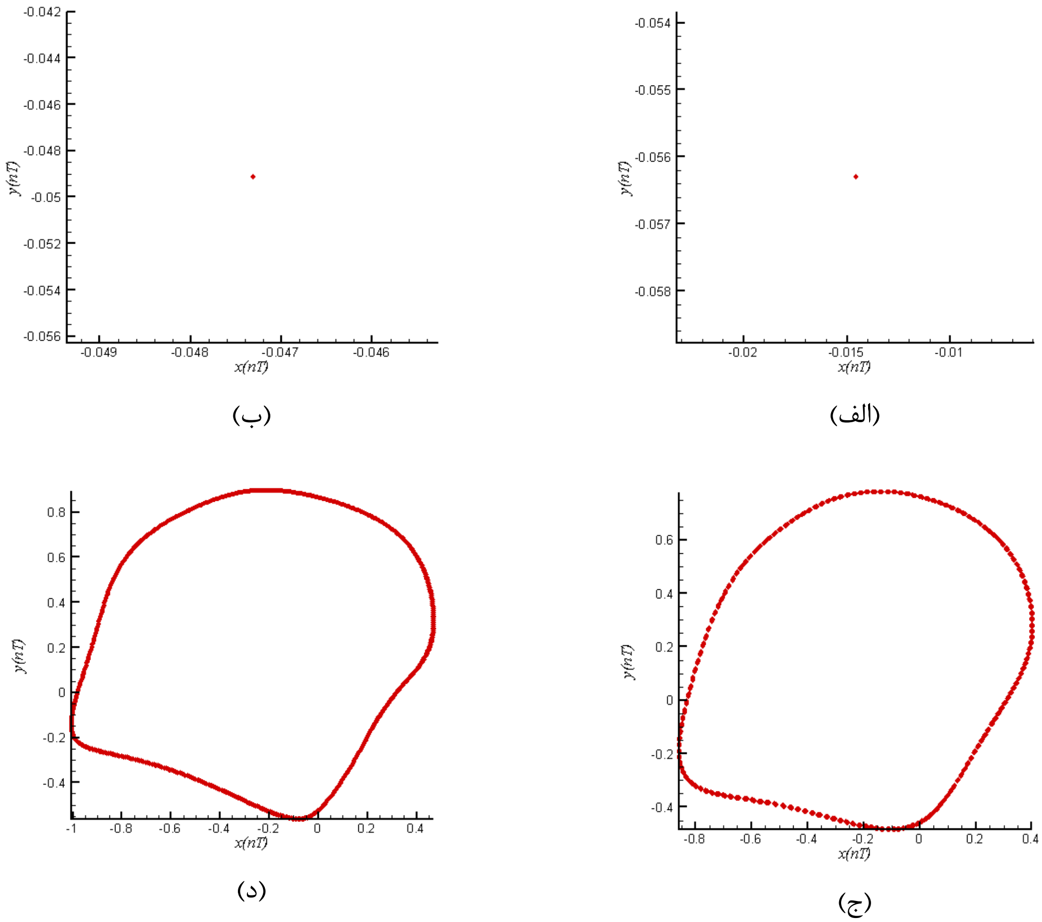
(ب) (الف)

شکل (۶-۲۸): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



(ب) (الف)

شکل (۶-۲۹): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۰/۵۸ \le \delta \le ۰/۶۲۴$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان
چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱\, mm$



شکل (۶-۳۰): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\delta = ۰/۴۶$ (الف)، ۰/۵۸ (ب)، ۰/۶۰۸ (ج) و ۰/۶۲(د) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\,mm$

۶-۵ بررسی رفتار دینامیکی با درنظرگرفتن $\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\ mm$

در این بخش با فرض نابالانسی جرمی محور در حالتی که نسبت طول به قطر یاتاقان ۱/۵ باشد، اثرات عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود روی رفتار دینامیکی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۶-۵-۱ اثر عدد یاتاقان بر روی رفتار دینامیکی

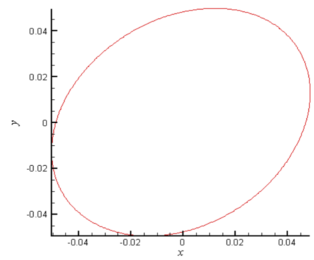
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و جرم محور به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\overline{m}_r = ۲۵/۸\,kg$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر عدد یاتاقان روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۶-۳۱-۱- الف و ب) الی (۶-۳۱-۴- الف و ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقادیر مختلف عدد یاتاقان نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای عدد یاتاقان $\Lambda = ۱۵$ نشان-داده شده است. با افزایش مقدار عدد یاتاقان به مقادیر ۲۵ و ۳۰ میزان نظم در رفتار سیستم به شدت کاهش می‌یابد. اما با افزایش مقدار عدد یاتاقان به $\Lambda = ۳۵$ از شدت بی‌نظمی در رفتار سیستم کاسته می‌شود.

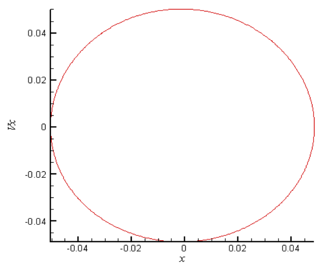
شکل‌های (۶-۳۱-۱- ج، د) الی (۶-۳۱-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای اعداد یاتاقان مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتار تناوبی به ازای عدد یاتاقان ۱۵ و شبه تناوبی به ازای اعداد یاتاقان ۲۵، ۳۰ و ۳۵ می‌رود.

دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۳۲- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، عدد یاتاقان، در محدوده $۲ \le \Lambda \le ۳۵/۴$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهند. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۶-۳۳- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۱۸ \le \Lambda \le ۳۵/۴$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود که برای اعداد یاتاقان کوچکتر از $\Lambda = ۱۹/۸$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل (۶-۳۴- الف) نگاشت پوانکاره به ازای $\Lambda = ۱۵$ وقوع چنین رفتاری را تایید می‌کند. با افزایش عدد یاتاقان و قرارگیری آن در محدوده وسیع $۱۹/۸ \le \Lambda < ۳۵/۴$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. اما در محدوده گسترده ذکرشده می‌توان اعدادی نظیر ۲۶/۶، ۲۷/۶، ۳۱/۴، ۳۳ و همچنین محدوده کوچک $۳۴/۸ \le \Lambda \le ۳۵/۴$ پیدا نمود که در آن رفتار KT-پریودیک صورت می‌گیرد. نگاشت پوانکاره به ازای اعداد یاتاقان ۲۵ و ۳۰ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۶-۳۴- ب، پ) وقوع رفتار شبه تناوبی را با تشکیل یک منحنی بسته تایید می‌کند. همچنین، شکل‌های (۶-۳۴- ت، ج، د، ه، ی) به ترتیب رفتارهای هفت، سیزده، نه، شانزده و سه-پریودیکی را به‌ازای اعداد یاتاقان ۲۶/۶، ۲۷/۶، ۳۱/۴، ۳۳ و ۳۵

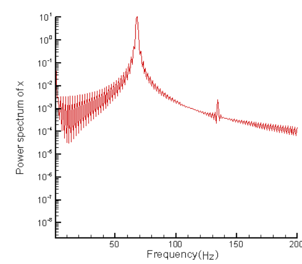
نشان می‌دهند. با افزایش مجدد عدد یاتاقان از مقدار $\Lambda = ۳۵/۴$ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



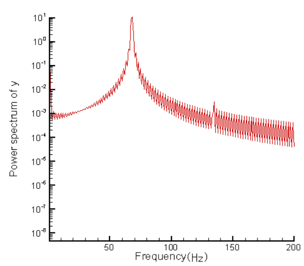
۶-۳۱-۱- (الف)



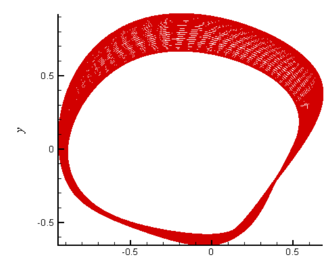
۶-۳۱-۱- (ب)



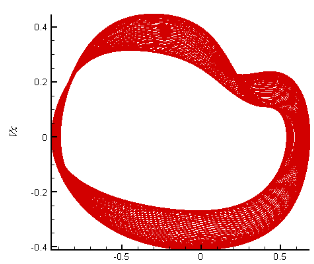
۶-۳۱-۱- (ج)



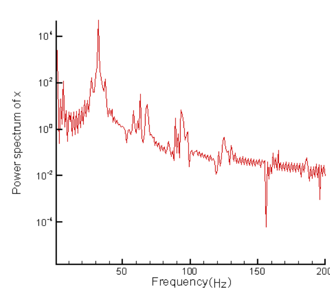
۶-۳۱-۱- (د)



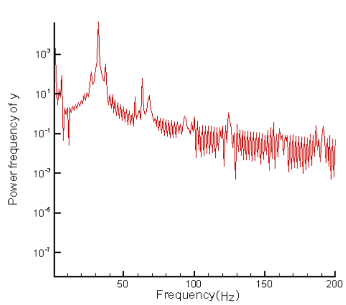
۶-۳۱-۲- (الف)



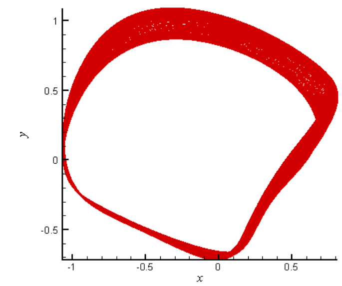
۶-۳۱-۲- (ب)



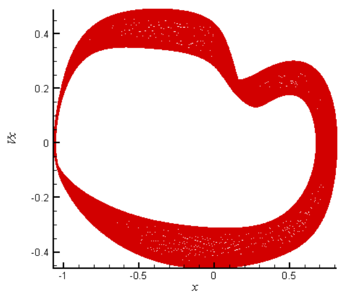
۶-۳۱-۲- (ج)



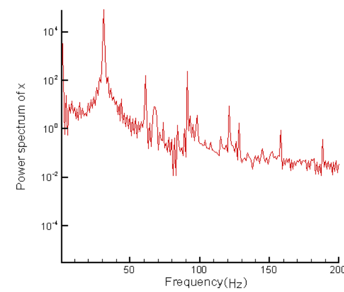
۶-۳۱-۲- (د)



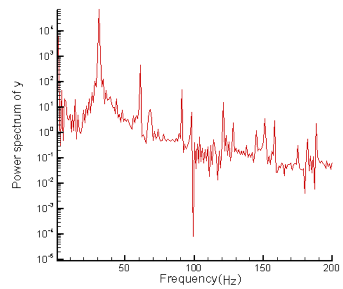
۶-۳۱-۳- (الف)



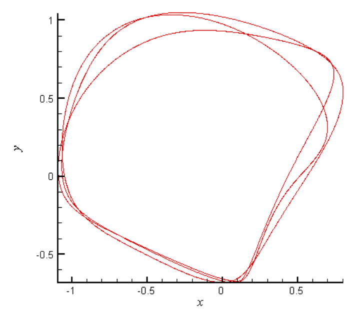
۶-۳۱-۳- (ب)



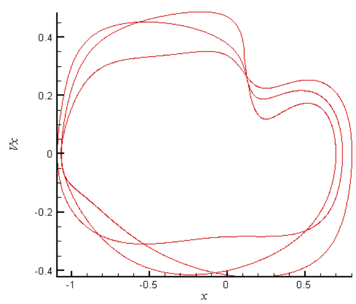
۶-۳۱-۳- (ج)



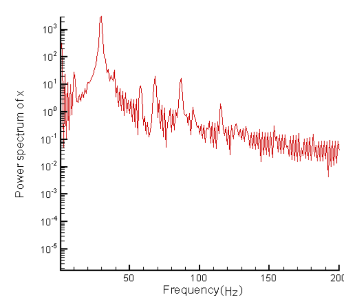
۶-۳۱-۳- (د)



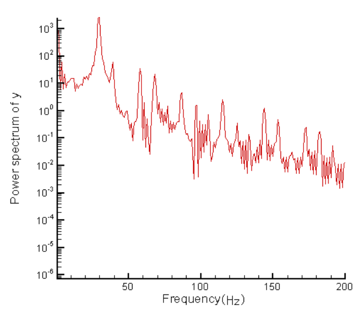
۶-۳۱-۴- (الف)



۶-۳۱-۴- (ب)

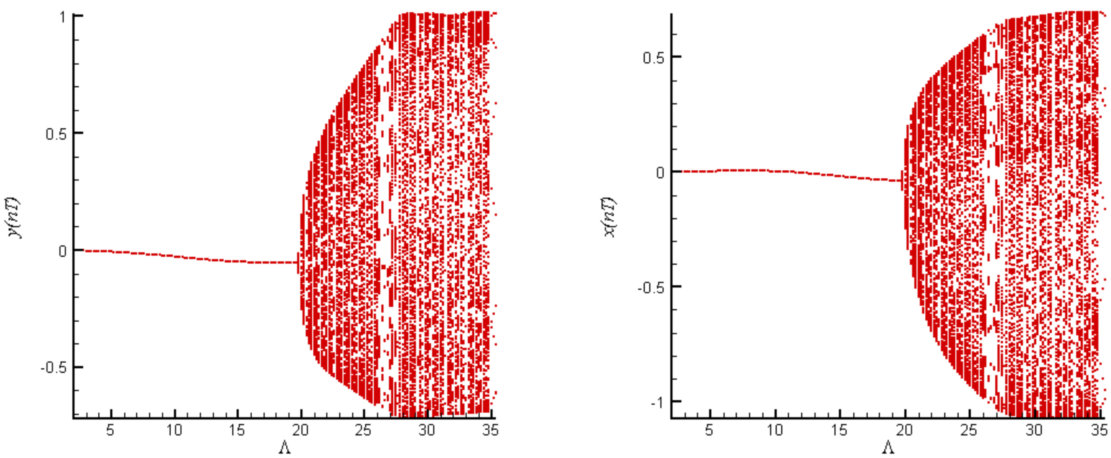


۶-۳۱-۴- (ج)



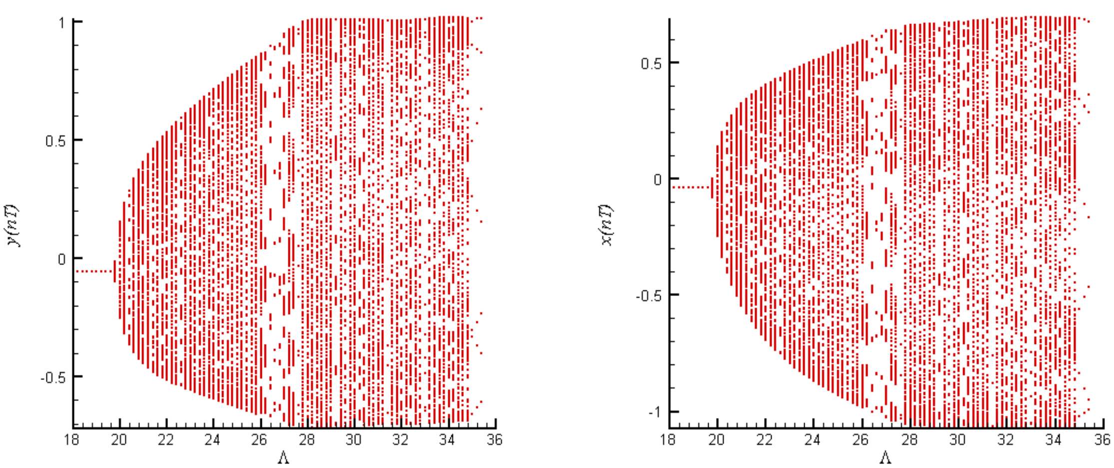
۶-۳۱-۴- (د)

شکل(۶-۳۱): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\Lambda = ۱۵$ (۶-۳۱-۱)، $\Lambda = ۲۵$ (۶-۳۱-۲)، $\Lambda = ۳۰$ (۶-۳۱-۳) و $\Lambda = ۳۵/۴$ (۶-۳۱-۴) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$



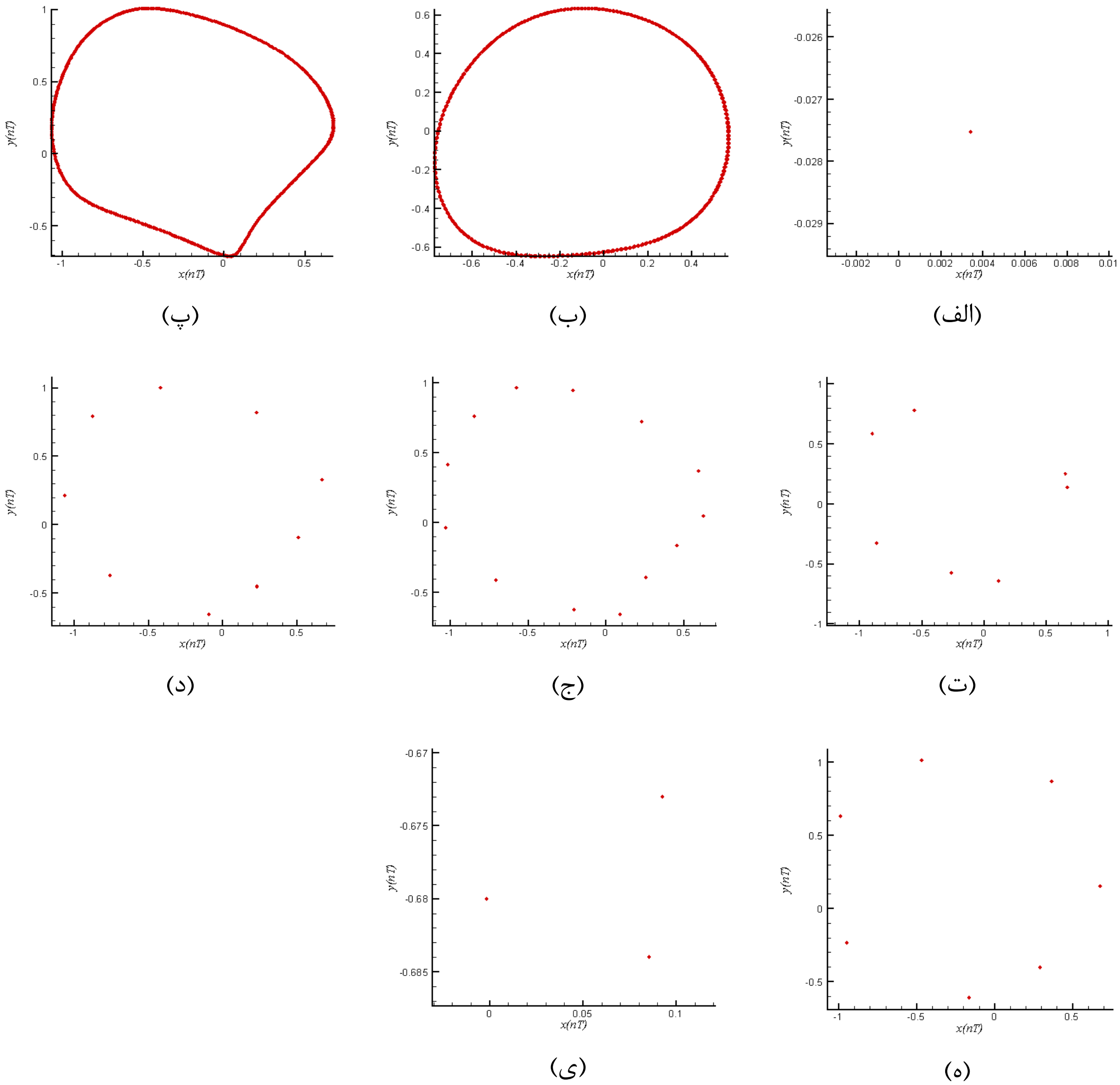
(ب) (الف)

شکل (۶-۳۲): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



(ب) (الف)

شکل (۶-۳۳): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۱۸ \leq \Lambda \leq ۳۵/۴$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



شکل (۶-۳۴): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\Lambda = ۱۵$ (الف)، ۲۰ (ب)، ۳۰ (پ)، ۲۶/۶ (ت)، ۲۷/۶ (ج)، ۳۱/۴ (د)، ۳۳ (ه) و ۳۵ (ی) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \bar{\rho} = ۰/۰۰۱\,mm$

۶-۵-۲ اثر جرم محور بر روی رفتار دینامیکی

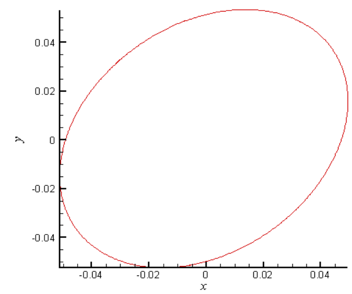
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_{.} = ۵۰۶/۵\ N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار پریلود برابر با $\delta = ۰/۶$ تاثیر جرم محور روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۶-۳۵-۱- الف و ب) الی (۶-۳۵-۴- الف و ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقادیر مختلف جرم محور نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای جرم محور $\overline{m}_r = ۱۵/۵kg$ نشان‌داده شده است. اما با افزایش مقدار جرم محور به $\overline{m}_r = ۱۸/۱kg$ پایداری در رفتار منظم کاهش می‌یابد. چنین رفتار نامنظمی به‌ازای جرم‌های محور ۳۱ و ۳۶/۶ کیلوگرم نیز صورت می‌گیرد.

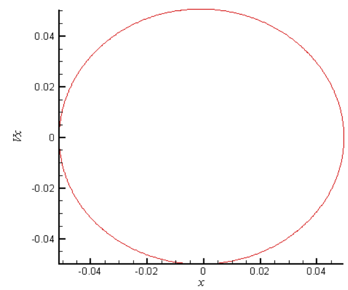
شکل‌های (۶-۳۵-۱- ج، د) الی (۶-۳۵-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای جرم‌های مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی به ازای جرم محور $\overline{m}_r = ۱۵/۵kg$ و شبه تناوبی به ازای مقادیر جرم‌های محور ۱۸/۱، ۳۱ و ۳۶/۶ کیلوگرم می‌رود.

دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۳۶- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، جرم محور، در محدوده $۲/۶ \le \overline{m}_r \le ۴۴/۴kg$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی تغییرات در محدوده $۱۵ \le \overline{m}_r \le ۴۴/۴kg$ را در شکل‌های (۶-۳۷- الف، ب) نشان‌داده است. مشاهده می‌شود برای جرم‌های محور کوچکتر از $\overline{m}_r = ۱۶/۸kg$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل (۶-۳۸- الف) نگاشت پوانکاره به ازای $\overline{m}_r = ۱۵/۵kg$، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها در این صفحه تایید می‌کند. مشاهده می‌شود که رفتار شبه تناوبی در محدوده وسیع تغییرات جرم محور $۱۶/۸ \le \overline{m}_r < ۴۴/۴kg$ صورت می‌گیرد اما در این محدوده می‌توان مقادیر جرمی نظیر ۳۲/۸، ۳۶/۶ کیلوگرم و محدوده کوچک $۴۲/۶ \le \overline{m}_r < ۴۳/۶kg$ را یافت که سیستم به ازای مقادیر جرم‌های مربوطه رفتار پایدارتری از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای جرم‌های محور ۱۸/۱ و ۳۱ کیلوگرم نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۶-۳۸- ب، پ) وقوع رفتار شبه تناوبی را با تشکیل یک منحنی بسته تایید می‌کند و شکل‌های (۶-۳۸- ت، ج، د) به ترتیب رفتارهای سیزده، یازده و نه-پریودیکی را به‌ازای مقادیر جرم محور ۳۲/۸، ۳۶/۶ و ۴۳/۴ کیلوگرم تایید می‌کنند. با افزایش جرم محور از مقدار $\overline{m}_r = ۴۴/۴kg$

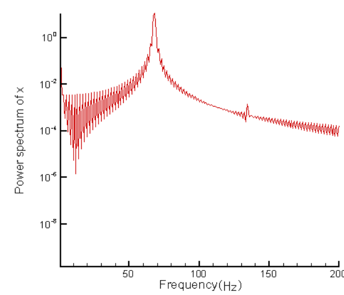
برخورد بین محور و یاتاقان صورت می‌گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



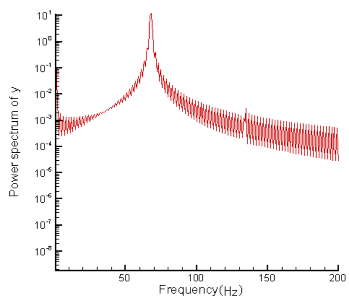
۶-۳۵-۱- (الف)



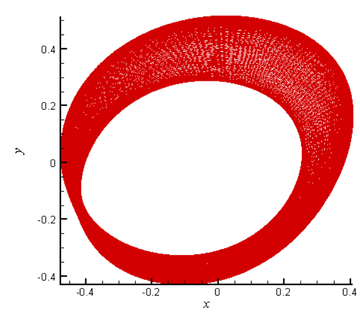
۶-۳۵-۱- (ب)



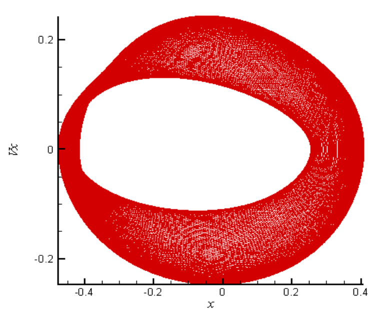
۶-۳۵-۱- (ج)



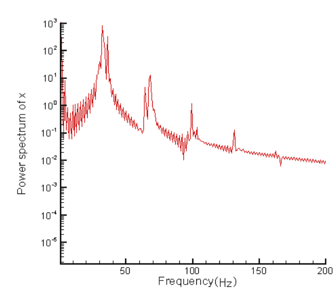
۶-۳۵-۱- (د)



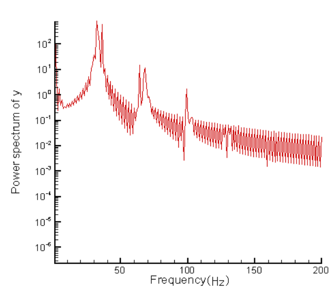
۶-۳۵-۲- (الف)



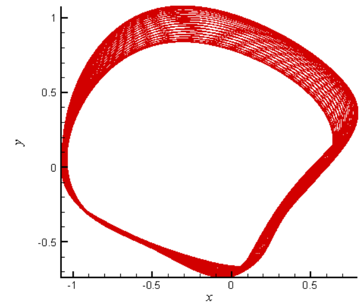
۶-۳۵-۲- (ب)



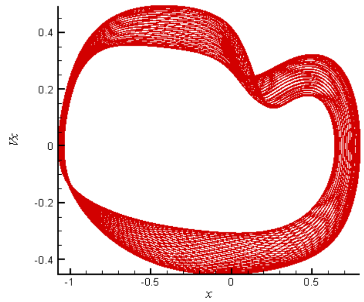
۶-۳۵-۲- (ج)



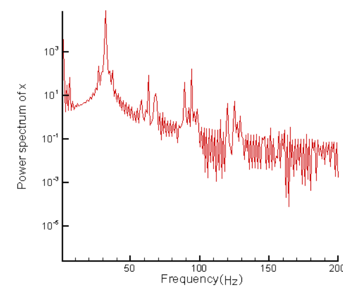
۶-۳۵-۲- (د)



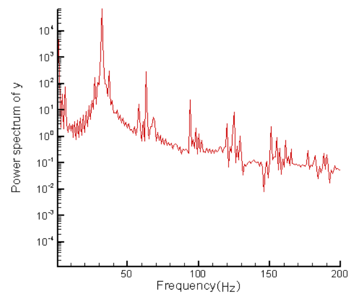
۶-۳۵-۳- (الف)



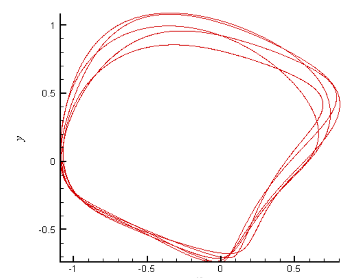
۶-۳۵-۳- (ب)



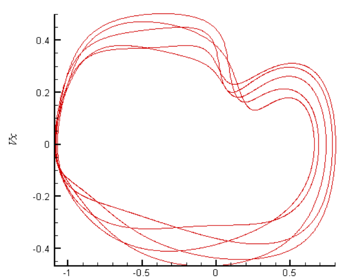
۶-۳۵-۳- (ج)



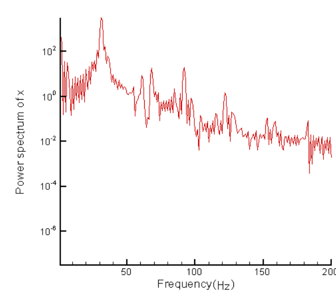
۶-۳۵-۳- (د)



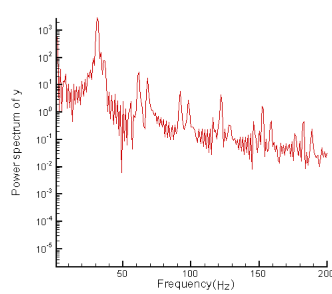
۶-۳۵-۴- (الف)



۶-۳۵-۴- (ب)

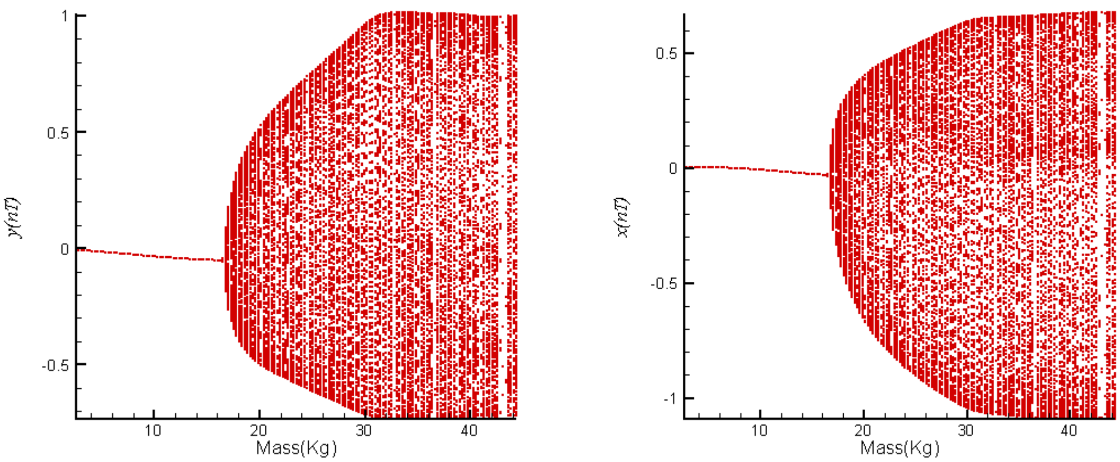


۶-۳۵-۴- (ج)



۶-۳۵-۴- (د)

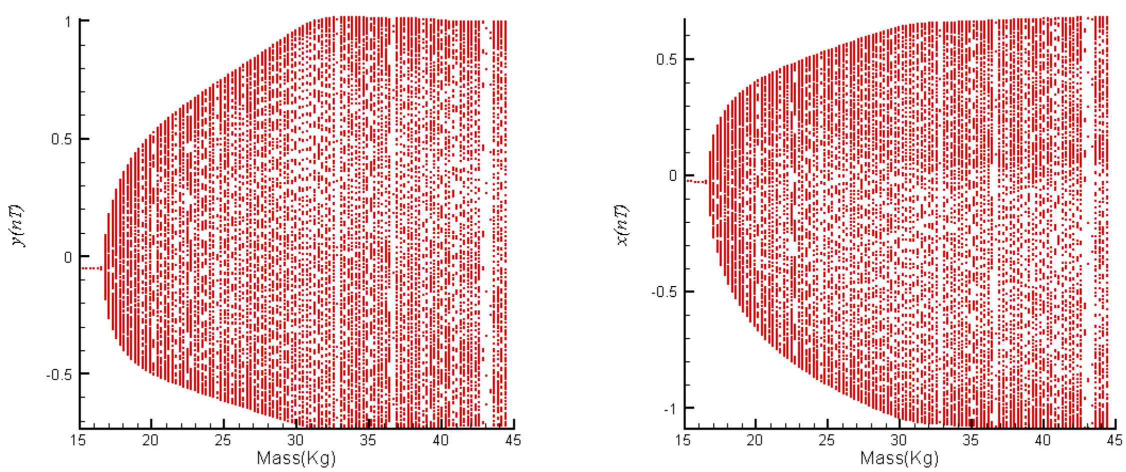
شکل (۶-۳۵): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\overline{m}_r = ۱۵/۵kg$ (۶-۳۵-۱)، $\overline{m}_r = ۱۸/۰۷kg$ (۶-۳۵-۲)، $\overline{m}_r = ۳۱kg$ (۶-۳۵-۳) و $\overline{m}_r = ۳۶/۶kg$ (۶-۳۵-۴) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$



(ب) (الف)

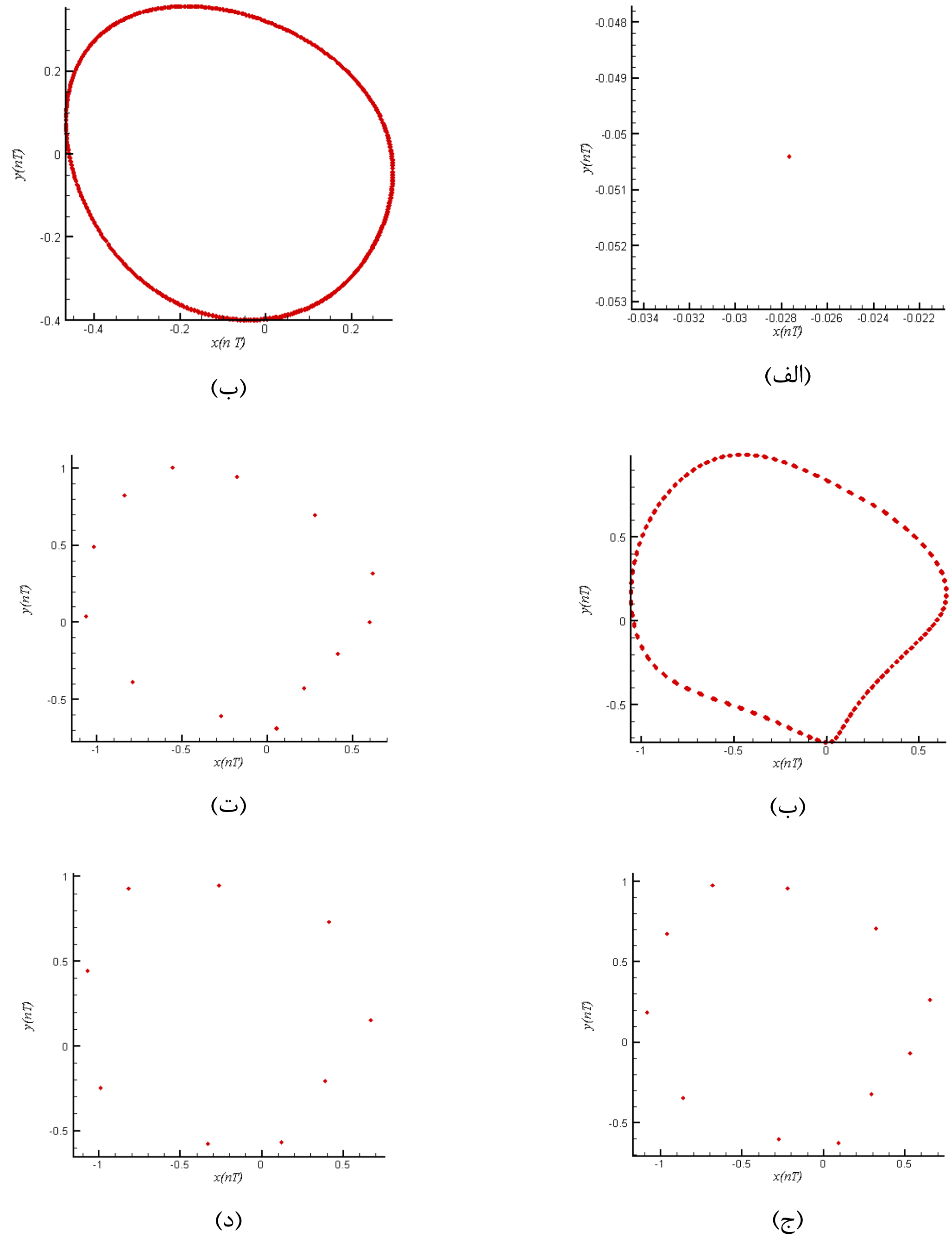
شکل (۶-۳۶): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط

$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$



(ب) (الف)

شکل (۶-۳۷): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۱۵ \le \overline{m}_r \le ۴۴/۴kg$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$



شکل (۶-۳۸): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\overline{m}_r = ۱۵/۵$ (الف) ، ۱۸/۱ (ب)، ۳۱ (پ)، ۳۲/۸ (ت)، ۳۶/۶ (ج) و ۴۳/۴ (د) کیلوگرم برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$

۶-۵-۳ اثر پریلود بر روی رفتار دینامیکی

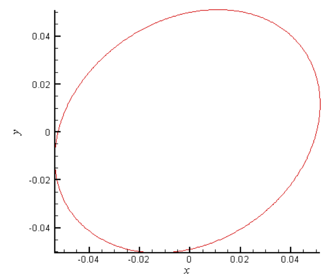
با درنظرگرفتن بارگذاری خارجی و عدد یاتاقان به ترتیب برابر با $\overline{W}_. = ۵۰۶/۵\,N$ و $\Lambda = ۲۵$، همچنین مقدار جرم محور برابر با $\overline{m}_r = ۲۵/۸\,kg$ تاثیر پارامتر پریلود روی رفتار سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل‌های (۶-۳۹-۱- الف، ب) الی (۶-۳۹-۴- الف، ب) به ترتیب مدارهای دینامیکی و فضای حالت را به ازای مقادیر مختلف پریلود نشان می‌دهند. رفتار منظم به ازای مقادیر پریلود ۰/۵ و ۰/۵۵ نشان‌داده شده است. اما با افزایش مقدار پریلود به $\delta = ۰/۶$ پایداری در رفتار منظم کاهش می‌یابد. چنین رفتار نامنظمی به ازای $\delta = ۰/۶۲$ نیز صورت می‌گیرد.

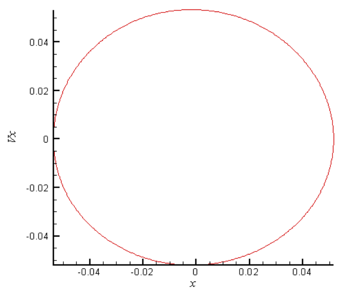
شکل‌های (۶-۳۹-۱- ج، د) الی (۶-۳۹-۴- ج، د) طیف‌های توانی را در راستاهای افقی و عمودی برای مقادیر پریلود مذکور نشان می‌دهند. فرکانس‌های غالب در وقوع رفتار سیستم در این شکل‌ها مشخص است. با مشاهده این شکل‌ها انتظار وقوع رفتارهای تناوبی به ازای مقادیر پریلود ۰/۵ و ۰/۵۵ و شبه تناوبی به ازای مقادیر پریلود ۰/۶ و ۰/۶۲می‌رود.

دیاگرام دوشاخگی در شکل‌های (۶-۴۰- الف، ب) تغییرات کیفی که در رفتار سیستم با تغییر مقدار پارامتر آن، پریلود، در محدوده $۰/۴ \le \delta \le ۰/۶۲۲$ صورت می‌گیرد، نشان می‌دهد. دیاگرام دوشاخگی محلی در شکل‌های (۶-۴۱- الف، ب) تغییرات را در محدوده $۰/۵۴ \le \delta \le ۰/۶۲۲$ نشان‌داده است. مشاهده می‌شود برای مقادیر پریلود کوچکتر از $\delta = ۰/۵۶$ سیستم رفتار تناوبی از خود نشان می‌دهد. شکل‌های (۶-۴۲- الف، ب) نگاشت پوانکاره به ازای مقادیر پریلود ۰/۵ و ۰/۵۵، وقوع چنین رفتاری را با حضور یک نقطه تنها تایید می‌کند. با افزایش مقدار پریلود و قرارگیری آن در محدوده $۰/۵۴ \le \delta \le ۰/۶۲۲$ سیستم رفتار شبه تناوبی از خود نشان می‌دهد. نگاشت پوانکاره به ازای مقادیر پریلود ۰/۶ و ۰/۶۲ نشان‌داده‌شده در شکل‌های (۶-۴۲- ج، د) وقوع چنین رفتاری با تشکیل یک منحنی

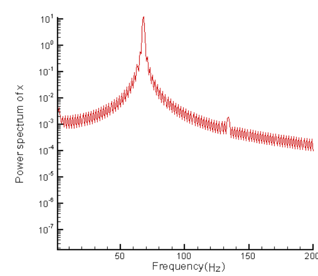
بسته تایید می‌کند. با افزایش مجدد مقدار پریلود از $\delta =$ ۰/۶۲۲ برخورد بین محور و یاتاقان صورت می-گیرد. لذا می‌توان در این مورد با قراردادن پارامتر سیستم در مقدار مناسب آن از وقوع رفتارهای نامناسب جلوگیری نمود.



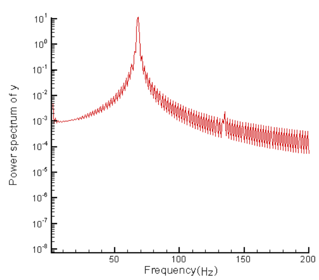
۶-۳۹-۱- (الف)



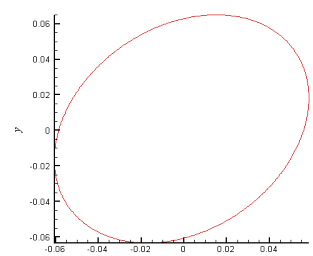
۶-۳۹-۱- (ب)



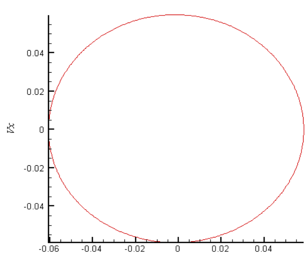
۶-۳۹-۱- (ج)



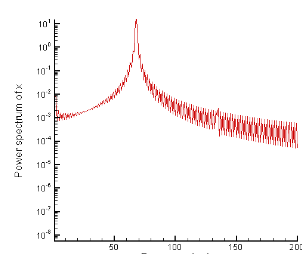
۶-۳۹-۱- (د)



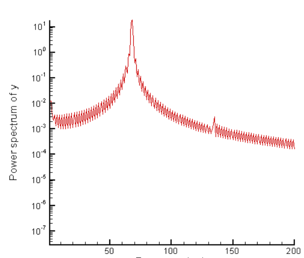
۴-۱۲۳-۲- (الف)



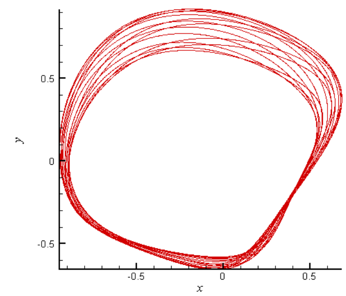
۴-۱۲۳-۲- (ب)



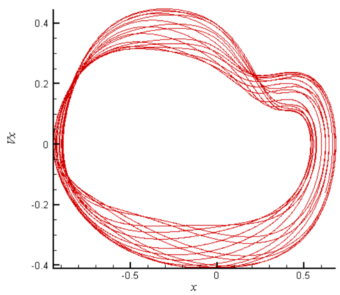
۶-۳۹-۲- (ج)



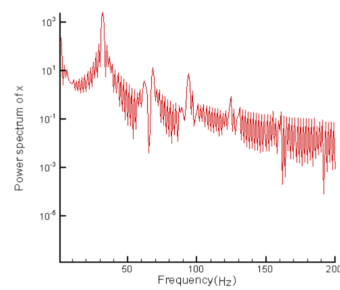
۶-۳۹-۲- (د)



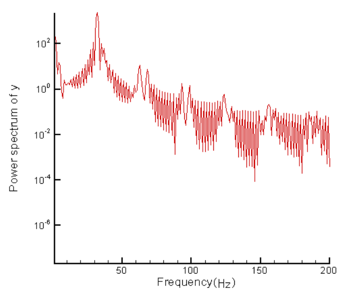
۶-۳۹-۳- (الف)



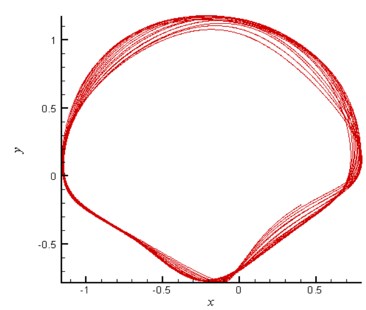
۶-۳۹-۳- (ب)



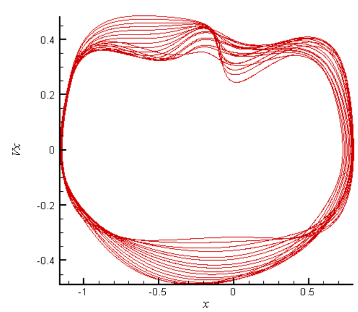
۶-۳۹-۳- (ج)



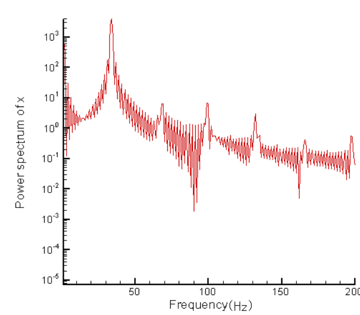
۶-۳۹-۳- (د)



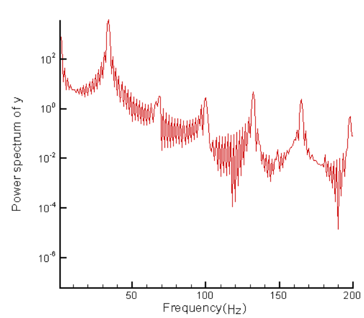
۶-۳۹-۴- (الف)



۶-۳۹-۴- (ب)

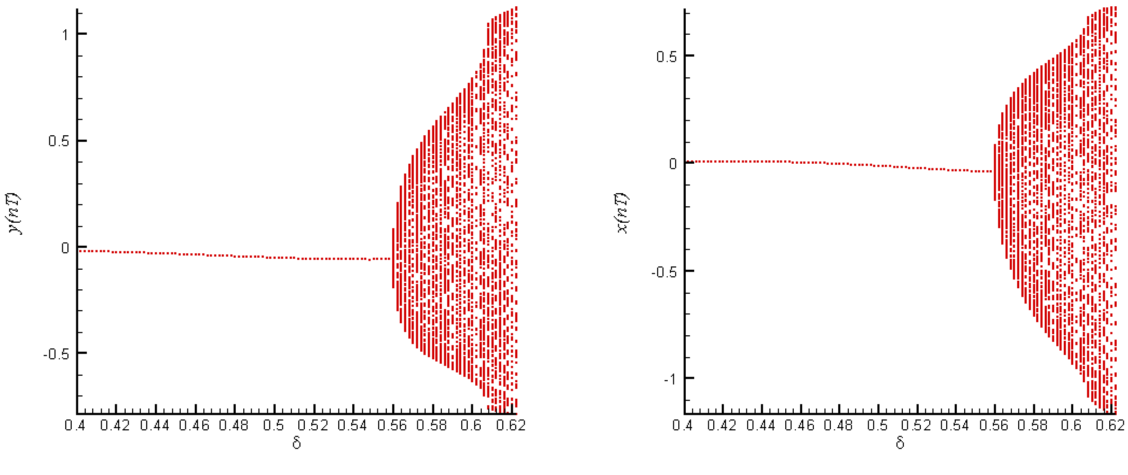


۶-۳۹-۴- (ج)



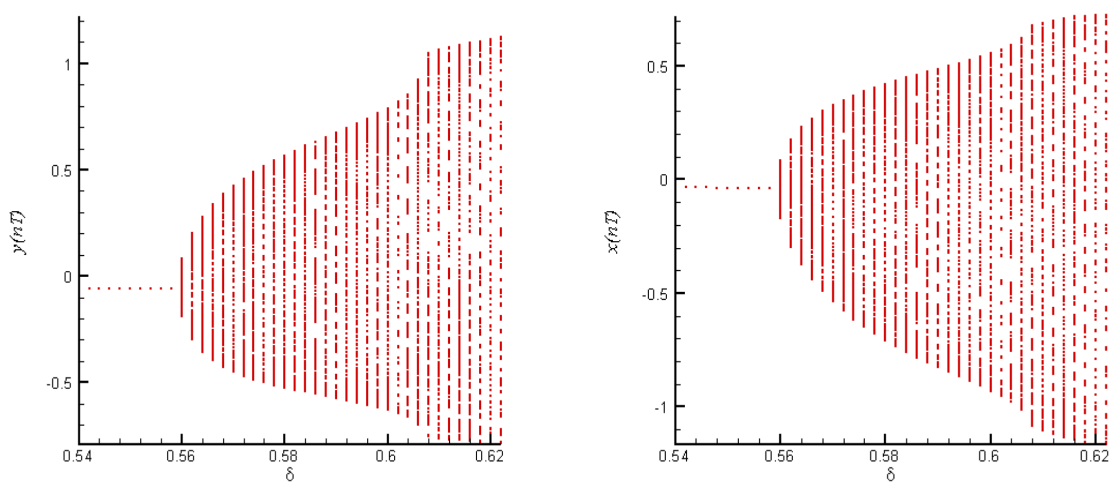
۶-۳۹-۴- (د)

شکل (۶-۳۹): مدار دینامیکی مرکز محور (الف)، فضای حالت مرکز محور (ب) و طیف توانی آن در راستاهای افقی (ج) و عمودی (د) به ازای $\delta =$ ۰/۵ (۶-۳۹-۱)، $\delta =$ ۰/۵۵ (۶-۳۹-۲)، $\delta =$ ۰/۶ (۶-۳۹-۳) و $\delta =$ ۰/۶۲ (۶-۳۹-۴) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda =$ ۱/۵، $\overline{\rho} =$ ۰/۰۰۱ mm



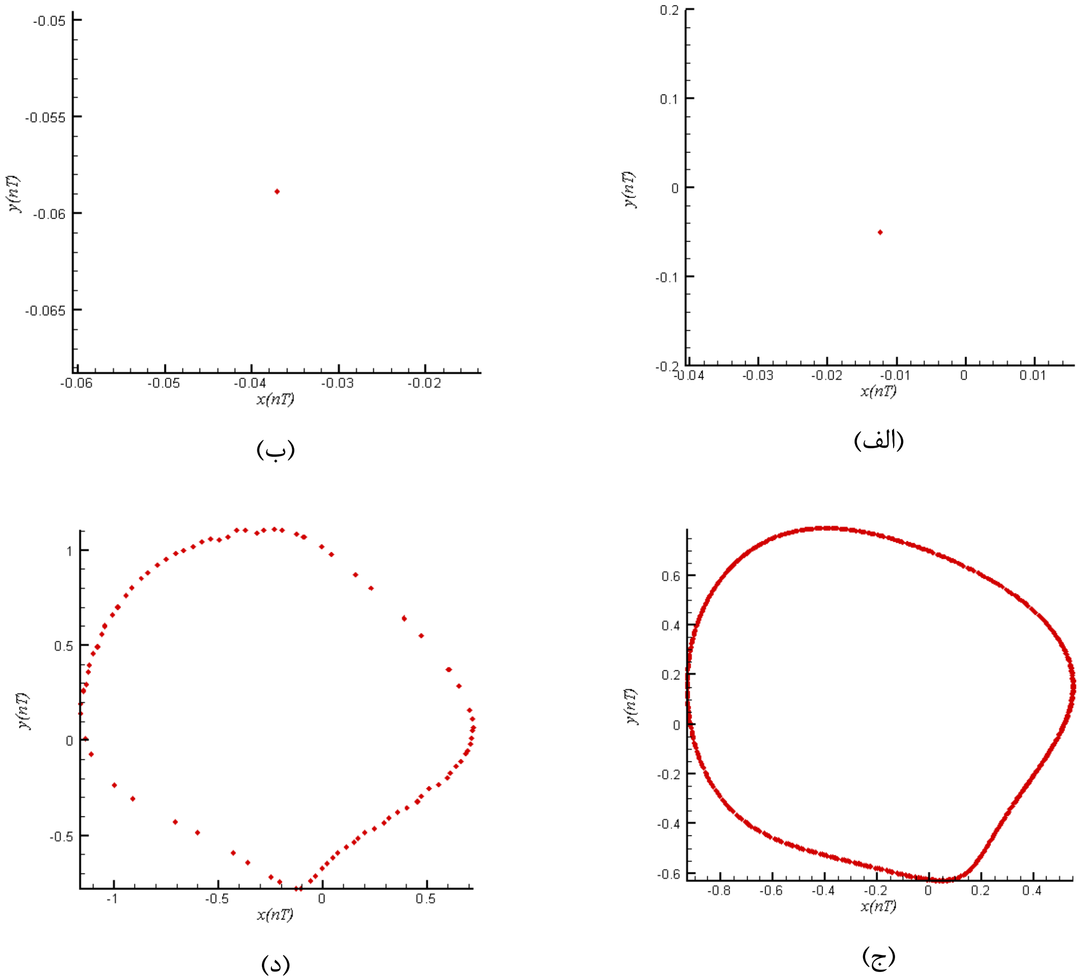
(ب) (الف)

شکل (۶-۴۰): دیاگرام دوشاخگی در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط
$\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



(ب) (الف)

شکل (۶-۴۱): دیاگرام دوشاخگی محلی ($۰/۵۴ \le \delta \le ۰/۶۲۲$) در راستاهای افقی (الف) و عمودی (ب) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱ mm$



شکل (۶-۴۲): نگاشت پوانکاره مرکز محور به ازای $\delta = ۰/۵$ (الف)، ۰/۵۵ (ب)، ۰/۶ (ج) و ۰/۶۲ (د) برای یاتاقان چهار-لب تحت شرایط $\lambda = ۱/۵, \overline{\rho} = ۰/۰۰۱mm$

فصل هفتم

نتیجه‌گیری و پیشنهادات

۷-۱ مقدمه

در رساله حاضر، رفتار دینامیکی سیستم یاتاقان‌های گازی غیرمدور دو-لب، سه-لب و چهار-لب مورد بررسی قرارگرفته است. روش عددی اجزاء محدود به منظور حل معادله رینولدز در حالت‌های استاتیکی و دینامیکی بکارگرفته شده تا بتوان متغیر فشار را در این دو حالت تعیین نمود. با انتگرال‌گیری از مولفه‌های فشار بدست آمده بر روی سطح محور، مقادیر نیروی اعمالی از طرف فیلم سیال روی محور تعیین می‌شود. ازآنجا که مقادیر نیرو به موقعیت مرکز محور در حالت دینامیکی وابسته است، لذا روش رانگ-کاتا به منظور حل همزمان معادلات حرکت مرکز محور با معادله رینولدز در این حالت انجام شده است.

جهت بررسی نتایج تعداد ۶۰۰۰۰۰ مرحله زمانی از داده‌های بدست آمده در سری زمانی صرفنظر شده تا نتایج در حالت پایدار دینامیکی مورد تجزیه و تحلیل قرار گیرد.

از ابزارهایی نظیر مدار دینامیکی، فضای حالت، طیف توانی، نگاشت پوانکاره و دیاگرام دوشاخگی جهت شناسایی رفتار سیستم با تغییر پارامترهای آن استفاده شده است. عدد یاتاقان، جرم محور و پریلود، پارامترهای بکارگرفته شده در این رساله می‌باشند و اثر ابعاد را با درنظرگرفتن پارامترهای مذکور در دو نسبت طول به قطر ۱ و ۱/۵ درنظرگرفته شده است.

از این جهت که سیستم می‌تواند رفتارهای کاملاً متفاوت برای حالتی که محور به طور کامل بالانس باشد با حالتی که محور تحت نابالانسی جرمی قرارگرفته، داشته باشد، لذا بررسی رفتار دینامیکی با در نظرگرفتن پارامترهای مذکور در هر دو حالت انجام شده است.

هدف اصلی از بررسی رفتار سیستم در رساله حاضر، شناسایی نواحی مختلف با تغییر پارامترهای آن می‌باشد تا بتوان با درنظرگرفتن شرایط کاری سیستم، کنترلی بر روی رفتار آن در حالت دینامیکی داشت و از وقوع رفتارهای نامناسب که در برخی از موارد کنترل آن نیز سخت است، جلوگیری بعمل آورد. شناسایی نواحی که در آن سیستم رفتارهای مختلف از خود نشان می‌دهد در فصل‌های چهارم، پنجم و

ششم به ترتیب برای یاتاقان‌های دو-لب، سه-لب و چهار-لب صورت‌گرفته است. در این فصل با توجه به نتایج ارائه شده در فصل‌های مذکور، نتیجه‌گیری و جمع‌بندی نتایج در بخش (۷-۲) آورده شده است. در پایان این فصل، بخش (۷-۳)، موضوعاتی که در ادامه تحقیقات انجام شده می‌توان به آن اشاره نمود، پیشنهاد شده است.

۷-۲ نتیجه‌گیری و جمع‌بندی نتایج

۱- در سیستم یاتاقان‌های گازی غیرمدور دو-لب، سه-لب و چهار-لب، عدد یاتاقان یا عدد تراکم‌پذیری که پارامتری است بدون بعد، می‌تواند نقش موثری بر روی رفتار سیستم در حالت دینامیکی داشته باشد. در حالتی که سیستم به طور کامل بالانس باشد، تغییر در مقدار این پارامتر باعث وقوع رفتارهایی نظیر: بازگشت به موقعیت تعادل استاتیکی، تناوبی و برخورد بین محور و یاتاقان می‌شود. همچنین وجود نابالانسی جرمی در سیستم، وقوع رفتار شبه تناوبی را نیز به رفتارهای مذکور می‌افزاید.

بررسی‌های صورت‌گرفته در اشاره به این نوع پارامتر سیستم حاکی از آن است که:

- در هر سه نوع یاتاقان مورد بررسی، بهترین ناحیه از جهت پایداری به ازای مقادیر پایین عدد یاتاقان می‌باشد و با افزایش مقدار آن از شدت پایداری در رفتار سیستم کاسته می‌شود.
- با مقایسه بین سه نوع یاتاقان درنظرگرفته شده، مشاهده می‌شود، عدد یاتاقانی که به ازای آن تغییر وضعیت رفتار سیستم از حالت بازگشت به نقطه تعادل استاتیکی به تناوبی یعنی کاهش پایداری سیستم، صورت می‌گیرد در یاتاقان چهار-لب بیشتر از یاتاقان سه-لب و یاتاقان سه-لب بیشتر از یاتاقان دو-لب است.

- همچنین، با مقایسه بین سه نوع یاتاقان درنظرگرفته شده، مشاهده می‌شود، عدد یاتاقانی که به ازای آن برخورد بین محور و یاتاقان یعنی کاهش پایداری سیستم، صورت می‌گیرد در یاتاقان چهار-لب بیشتر از یاتاقان سه-لب و یاتاقان سه-لب بیشتر از یاتاقان دو-لب است.
- با درنظرگرفتن اثر ابعاد یاتاقان یعنی نسبت طول به قطر برای هر سه نوع یاتاقان مشاهده می‌شود با افزایش چنین نسبتی، سیستم می‌تواند نواحی پایدارتری را در اعداد یاتاقان بالا داشته باشد.

۲- در سیستم یاتاقان‌های گازی غیرمدور دو-لب، سه-لب و چهار-لب، جرم محور می‌تواند نقش موثری بر روی رفتار سیستم داشته باشد. در حالتی که سیستم به طور کامل بالانس باشد، تغییر در مقدار این پارامتر باعث وقوع رفتارهایی نظیر: بازگشت به موقعیت تعادل استاتیکی، تناوبی و برخورد بین محور و یاتاقان می‌شود. همچنین وجود نابالانسی در سیستم، وقوع رفتار شبه تناوبی را نیز به رفتارهای مذکور می‌افزاید.

بررسی‌های صورت‌گرفته شده در اشاره به این نوع پارامتر سیستم حاکی از آن است که:

- در هر سه نوع یاتاقان مورد بررسی، بهترین ناحیه از جهت پایداری به ازای مقادیر پایین جرم محور می‌باشد و با افزایش مقدار آن از شدت پایداری رفتار سیستم کاسته می‌شود.
- با مقایسه بین سه نوع یاتاقان درنظرگرفته شده، مشاهده می‌شود، مقدار جرم محوری که به ازای آن تغییر وضعیت رفتار سیستم از حالت بازگشت به نقطه تعادل استاتیکی به تناوبی یعنی کاهش پایداری سیستم، صورت می‌گیرد در یاتاقان چهار-لب بیشتر از یاتاقان سه-لب و یاتاقان سه-لب بیشتر از یاتاقان دو-لب است.
- همچنین، با مقایسه بین سه نوع یاتاقان درنظرگرفته شده، مشاهده می‌شود، مقدار جرم محوری که به ازای آن برخورد بین محور و یاتاقان یعنی کاهش پایداری سیستم، صورت می‌گیرد در یاتاقان چهار-لب بیشتر از یاتاقان سه-لب و یاتاقان سه-لب بیشتر از یاتاقان دو-لب است.

- با درنظرگرفتن اثر ابعاد یاتاقان یعنی نسبت طول به قطر برای هر سه نوع یاتاقان مشاهده می‌شود با افزایش چنین نسبتی، سیستم می‌تواند نواحی پایدارتری را به ازای مقادیر بالای جرم محور داشته باشد.

۳- در سیستم یاتاقان‌های گازی غیرمدور دو-لب، سه-لب و چهار-لب، پریلود می‌تواند نقش موثری بر روی رفتار سیستم داشته باشد. این پارامتر می‌تواند همچنین اثر غیرمدور بودن یاتاقان را نسبت به یاتاقان مدور روی رفتار دینامیکی سیستم نشان دهد. در حالتی که سیستم به طور کامل بالانس باشد، تغییر در مقدار این پارامتر باعث وقوع رفتارهایی نظیر: بازگشت به موقعیت تعادل استاتیکی، تناوبی و برخورد بین محور و یاتاقان می‌شود. همچنین وجود نابالانسی در سیستم، وقوع رفتار شبه تناوبی را نیز به رفتارهای مذکور می‌افزاید.

بررسی‌های صورت‌گرفته شده در اشاره به این نوع پارامتر سیستم حاکی از آن است که:

- در هر سه نوع یاتاقان مورد بررسی، بهترین ناحیه از جهت پایداری به ازای مقادیر پایین پریلود می‌باشد و با افزایش مقدار آن از شدت پایداری رفتار سیستم کاسته می‌شود. به عبارتی هرچه شکل هندسی یاتاقان به یاتاقان مدور (افزایش در مقدار پریلود) نزدیکتر شود سیستم ناپایدارتر می‌شود.
- با مقایسه بین سه نوع یاتاقان درنظرگرفته شده، مشاهده می‌شود، مقدار پریلودی که به ازای آن تغییر وضعیت رفتار سیستم از حالت بازگشت به نقطه تعادل استاتیکی به تناوبی یعنی کاهش پایداری سیستم، صورت می‌گیرد در یاتاقان چهار-لب بیشتر از یاتاقان سه-لب و یاتاقان سه-لب بیشتر از یاتاقان دو-لب است.

- همچنین، با مقایسه بین سه نوع یاتاقان درنظرگرفته شده، مشاهده می‌شود، مقدار پریلودی که به ازای آن برخورد بین محور و یاتاقان یعنی کاهش پایداری سیستم، صورت می‌گیرد در یاتاقان چهار-لب بیشتر از یاتاقان سه-لب و یاتاقان سه-لب بیشتر از یاتاقان دو-لب است.
- با درنظرگرفتن اثر ابعاد یاتاقان یعنی نسبت طول به قطر برای هر سه نوع یاتاقان مشاهده می‌شود با افزایش چنین نسبتی، یاتاقان‌های غیرمدور دو-لب و سه-لب می‌تواند نواحی پایدارتری را در اعداد پریلود بالا داشته باشند ولی در مورد با یاتاقان غیرمدور چهار-لب تاثیر قابل ملاحظه‌ای صورت نمی‌گیرد.

۴- سیستم یاتاقان‌های گازی غیرمدور می‌توانند رفتار پایدارتری به ازای مقادیر پایین هر یک از پارامترهای مذکور داشته باشند. بنابراین، با ترکیب این نتایج می‌توان به رفتار پایدارتری با درنظرگرفتن هر سه پارامتر مذکور در مقادیر پایین دست‌یافت.

۷-۲ پیشنهادات

۱- در رساله حاضر، یکی از فرضیات مهم جهت تحلیل سیستم، صلب درنظرگرفتن محور است. حال پیشنهاد می‌شود که با درنظرگرفتن روتور بر روی محور انعطاف‌پذیر تحلیل رفتار دینامیکی سیستم با اعمال یاتاقان‌های گازی غیرمدور صورت گیرد.

۲- تحقیقات در حالت خطی نشان داده که زوایای نصب و انحراف در سیستم یاتاقان‌های گازی غیرمدور می‌تواند نقش بسزایی بر روی مشخصه‌های استاتیکی و دینامیکی داشته باشند. لذا پیشنهاد می‌شود اثرات چنین زوایایی در بررسی تاثیر پارامترهای مورد استفاده در رساله حاضر بر روی رفتار دینامیکی نیز صورت گیرد.

۳- در رساله حاضر از روانکار تراکم‌پذیر استفاده شده است. از آنجا که در بسیاری از موارد از روانکارهای تراکم‌ناپذیر نیوتنی و غیر نیوتنی نظیر میکروپلار بدلیل داشتن خواص ویژه‌ای که دارند، استفاده می‌شود؛ لذا بررسی رفتار دینامیکی در سیستم یاتاقان‌های غیرمدور با بکارگیری چنین روانکارهایی پیشنهاد می‌شود.

۴- بررسی رفتار دینامیکی در سیستم یاتاقان‌های مدور و متخلخل صورت‌گرفته است. لذا پیشنهاد می‌شود با متخلخل درنظرگرفتن یاتاقان‌های غیرمدور، چنین بررسی بر روی این دسته از یاتاقان‌ها نیز صورت گیرد.

۵- بررسی رفتار دینامیکی در سیستم یاتاقان‌های غیرمدور با درنظرگرفتن اثر زوایایی که در گوشه‌های یاتاقان (ابتدا و انتهای هر لب) ایجاد می‌شود از موضوعاتی است که می‌توان در ادامه کار انجام‌شده پیشنهاد داد. در این مورد می‌توان روانکارهای نیوتنی و غیرنیوتنی نیز بکارگرفت.

۶- در رساله حاضر، جریان سیال آرام درنظرگرفته شده است. لذا با فرض آشفته درنظرگرفتن جریان سیال، می‌توان رفتار سیستم را مورد بررسی قرارداد.

۷- مواردی که در بالا اشاره شد را می‌توان با همدیگر ترکیب کرد و اثر ترکیب حالت‌های مختلف را روی چگونگی رفتار سیستم در حالت دینامیکی نشان داد.

ضمیمهٔ الف

بدون بعدکردن معادلهٔ رینولدز

معادلۀ رینولدز برای سیستم یاتاقان‌های گازی را می‌توان با درنظرداشتن فرضیات:

۱- از نیروهای حجمی[1] در مقابل نیروهای لزجت و فشار صرفنظر می‌شود.

۲- مقدارفشار در جهت ضخامت ثابت است.

۳- لایه روانکار در مقایسه با انحنای سطوح یاتاقان آنقدر نازک است که می‌توان از انحنای آن چشم‌پوشی کرد.

۴- فرض عدم لغزش بین روانکار و سطوح مرزی وجود دارد.

۵- روانکار سیال نیوتنی است.

۶- جریان آرام و یکنواخت می‌باشد.

۷- نیروهای اینرسی روانکار ناچیز است.

۸- لزجت روانکار در سرتاسر فیلم سیال ثابت است.

به صورت

$$\frac{\partial}{\partial\overline{\theta}}\left\{\overline{h}^3\overline{P}^*\frac{\partial\overline{P}^*}{\partial\overline{\theta}}\right\}+\frac{\partial}{\partial\overline{\xi}}\left\{\overline{h}^3\overline{P}^*\frac{\partial\overline{P}^*}{\partial\overline{\xi}}\right\}=6\overline{\mu}\left[\overline{U}\frac{\partial}{\partial\overline{\theta}}+2\frac{\partial}{\partial\overline{t}}\right](\overline{P}^*\overline{h}) \qquad \text{(الف-۱)}$$

به دست آورد [۱۱۳]. متغیرهای به کارگرفته‌شده در فهرست اسامی تعریف شده است.

معادلۀ (الف-۱) تحت شرط مرزی

$$\overline{P}^*=\overline{P}_a \qquad \text{(الف-۲)}$$

بر روی همۀ لبه‌های آزاد یاتاقان درنظرگرفته می‌شود.در این رابطه $\overline{P}_a$ فشار محیط می‌باشد. با اعمال فشار نسبی $\overline{P}$ به صورت

$$\overline{P}^*=\overline{P}_a+\overline{P} \qquad \text{(الف-۳)}$$

در رابطۀ (الف-۱)، معادله رینولدز به صورت زیر نوشته می‌شود:

[1] . Body force

$$\frac{\partial}{\partial \bar{\theta}}\left\{\bar{h}^{3}(\bar{P}_a+\bar{P})\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{\theta}}\right\}+\frac{\partial}{\partial \bar{\xi}}\left\{\bar{h}^{3}(\bar{P}_a+\bar{P})\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{\xi}}\right\}=6\,\bar{\mu}\left[\bar{U}\,\frac{\partial}{\partial \bar{\theta}}+2\,\frac{\partial}{\partial \bar{t}}\right]\left\{(\bar{P}_a+\bar{P})\bar{h}\right\}$$ (الف-۴)

در این صورت شرط مرزی همگن زیر بر روی همه لبه‌های آزاد یاتاقان نوسته می‌شود.

$$\bar{P}=0$$ (الف-۵)

روابط زیر به منظور بی‌بعدسازی رابطهٔ (الف-۴) تعریف می‌شود.

$$\begin{aligned}
\bar{\theta}&=\bar{R}\,\theta\\
\bar{\xi}&=\bar{R}\,\xi\\
\bar{h}&=\bar{C}_m h\\
\bar{P}&=\bar{P}_a P\\
\bar{U}&=\bar{U}_0 U=\bar{R}\,\bar{\omega}_0 U\\
\bar{t}&=\frac{t}{\bar{\omega}_0}
\end{aligned}$$ (الف-۶)

با جایگذاری متغیرهای (الف-۶) در معادله (الف-۴) و ساده‌سازی آن، معادله رینولدز در حالت بدون بعد به صورت

$$\frac{\partial}{\partial \theta}\left\{h^{3}(P+1)\frac{\partial P}{\partial \theta}\right\}+\frac{\partial}{\partial \xi}\left\{h^{3}(P+1)\frac{\partial P}{\partial \xi}\right\}=\Lambda\left[U\frac{\partial}{\partial \theta}+2\frac{\partial}{\partial t}\right]\left\{(P+1)h\right\}$$ (الف-۷)

بدست می‌آید. در این رابطه

$$\Lambda=\frac{6\,\bar{\mu}\bar{\omega}_0\bar{R}^{2}}{\bar{P}_a\bar{C}_m^{2}}$$ (الف-۸)

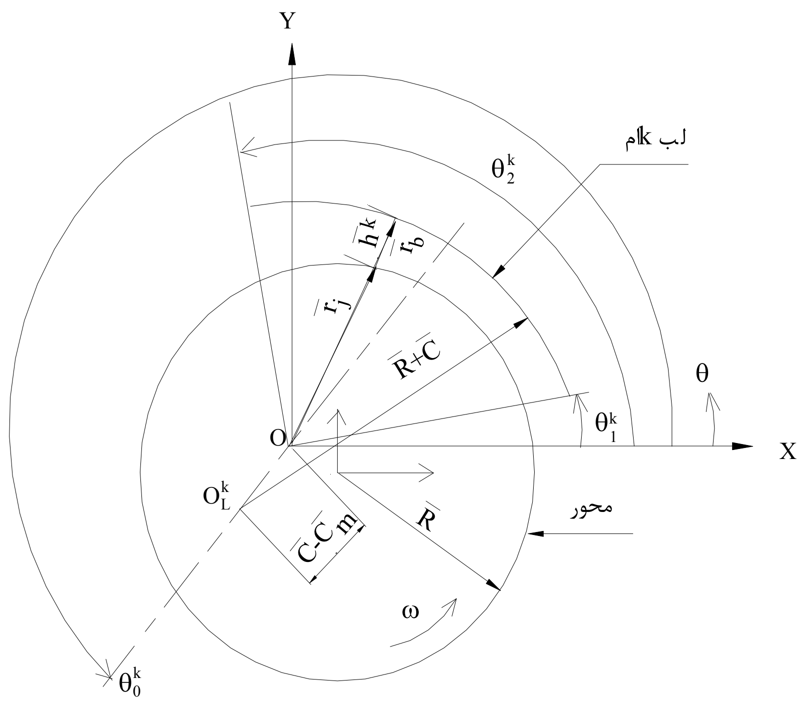
متغیر بدون بعد می‌باشد و آنرا عدد تراکم‌پذیری یا عدد یاتاقان می‌خوانند.

ضمیمهٔ ب

بدست آوردن رابطه ضخامت فیلم سیال در حالت های استاتیکی و دینامیکی

هندسه فضای لقی بین لب kام یاتاقان و محور در شکل (ب-۱) نشان داده شده است. O_L^k مرکز کمان لب kام می‌باشد و مختصات آن به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\begin{aligned}\overline{X}_L^k &= (\overline{C}-\overline{C}_m)\cos\theta_0^k \\ \overline{Y}_L^k &= (\overline{C}-\overline{C}_m)\sin\theta_0^k\end{aligned} \qquad \text{(ب-۱)}$$



شکل(ب-۱): هندسه فضای لقی لب kام با محور

که θ_0^k موقعیت خط OO_L^kرا نشان می‌دهد. O مرکز هندسی یاتاقان می باشد.

مطابق با شکل (ب-۱) ، $\overline{r}_j,\overline{r}_b$ به ترتیب بردارهای شعاعی روی کمان لب و دایره محور تعریف می-شوند. در اینصورت ضخامت فیلم فضای لقی عبارت است از:

$$\overline{h}^k = \overline{r}_b - \overline{r}_j \qquad \text{(ب-۲)}$$

از طرفی معادله کمان لب kام را می‌توان به صورت

$$(\overline{X}-\overline{X}_L^k)^2+(\overline{Y}-\overline{Y}_L^k)^2=(\overline{R}+\overline{C})^2 \quad \text{(ب-۳)}$$

نوشت که $(\overline{R}+\overline{C})$ شعاع کمان لب و

$$\begin{aligned}\overline{X}&=\overline{r}_b\cos\theta\\ \overline{Y}&=\overline{r}_b\sin\theta\end{aligned} \quad \text{(ب-۴)}$$

می‌باشد. با جایگذاری رابطهٔ (ب-۴) در رابطهٔ (ب-۳)، رابطهٔ

$$\overline{r}_b^2-2(\overline{X}_L^k\cos\theta+\overline{Y}_L^k\sin\theta)\overline{r}_b-(\overline{R}+\overline{C})^2+(\overline{X}_L^k)^2+(\overline{Y}_L^k)^2=0 \quad \text{(ب-۵)}$$

بدست می‌آید. از آنجا که $X_L^k,Y_L^k<<\overline{R}+\overline{C}$، معادلهٔ (ب- ۵) ساده می‌شود و

$$\overline{r}_b=\overline{R}+\overline{C}+\overline{X}_L^k\cos\theta+\overline{Y}_L^k\sin\theta \quad \text{(ب- ۶)}$$

بدست می‌آید. به طور مشابه؛

$$\overline{r}_j=\overline{R}+(\overline{X}_j)\cos\theta+(\overline{Y}_j)\sin\theta \quad \text{(ب- ۷)}$$

با جایگذاری روابط (ب-۶) و (ب-۷) در معادلهٔ (ب-۲) و سپس استفاده از رابطهٔ (ب-۱)

$$\overline{h}^k=\overline{C}-(\overline{X}_j)\cos\theta-(\overline{Y}_j)\sin\theta+(\overline{C}-\overline{C}_m)\cos(\theta-\theta_0^k) \quad \text{(ب-۸)}$$

معادلهٔ ضخامت فیلم سیال بدست می‌آید.

با درنظرگرفتن روابط

$$\begin{aligned}\overline{h}&=\overline{C}_m h\\ \overline{C}_m&=\overline{C}\delta\\ (\overline{X}_j,\overline{Y}_j)&=\overline{C}_m(X_j,Y_j)\end{aligned} \quad \text{(ب- ۹)}$$

و جایگذاری آن در رابطهٔ (ب-۸) معادلهٔ ضخامت فیلم سیال در حالت بدون بعد بدست می‌آید.

$$h^k=\frac{1}{\delta}-(X_j)\cos\theta-(Y_j)\sin\theta+(\frac{1}{\delta}-1)\cos(\theta-\theta_0^k) \quad \text{(ب-۱۰)}$$

در حالت استاتیکی ضخامت فیلم سیال به صورت

$$h_0^k=\frac{1}{\delta}-(X_{j_0})\cos\theta-(Y_{j_0})\sin\theta+(\frac{1}{\delta}-1)\cos(\theta-\theta_0^k) \quad \text{(ب-۱۱)}$$

می‌باشد.

با درنظرگرفتن مختصات اغتشاشی

$$X_j = X_{j_0} + x$$
$$Y_j = Y_{j_0} + y \tag{ب-۱۲}$$

و اعمال آن در رابطه (ب- ۱۰) معادله ضخامت فیلم سیال به صورت

$$h^k = \frac{1}{\delta} - (X_{j_0} + x)\cos\theta - (Y_{j_0} + y)\sin\theta + (\frac{1}{\delta} - 1)\cos(\theta - \theta_0^k) \tag{ب- ۱۳}$$

یا به عبارتی

$$h^k = h_0^k - x\cos\theta - y\sin\theta \tag{ب- ۱۴}$$

نوشته می‌شود.

ضمیمهٔ ج

معرفی المان خطی مستطیلی و محاسبه نیروهای فیلم سیال روی محور

توابع شکل برای المان‌های مستطیلی، خطی و ایزوپارامتریک بر حسب مختصات محلی (η,ζ) شکل (ج-۱) به صورت

$$N_i(\eta,\zeta)=\frac{1}{4}(1+\zeta\zeta_i)(1+\eta\eta_i) \tag{ج- ۱}$$

می باشد[۱۲۶].

مشتقات کلی توابع شکل مورد نیاز در اجزاء محدود را از مشتقات محلی با بکارگیری ماتریس انتقال به صورت

$$\begin{Bmatrix} \dfrac{\partial N_i}{\partial \theta} \\ \dfrac{\partial N_i}{\partial \xi} \end{Bmatrix}_e = [j]_e^{-1} \begin{Bmatrix} \dfrac{\partial N_i}{\partial \zeta} \\ \dfrac{\partial N_i}{\partial \eta} \end{Bmatrix}_e \tag{ج- ۲}$$

که

$$[j]_e = \begin{bmatrix} \dfrac{\partial \theta}{\partial \zeta} & \dfrac{\partial \xi}{\partial \zeta} \\ \dfrac{\partial \theta}{\partial \eta} & \dfrac{\partial \xi}{\partial \eta} \end{bmatrix}_e \tag{ج- ۳}$$

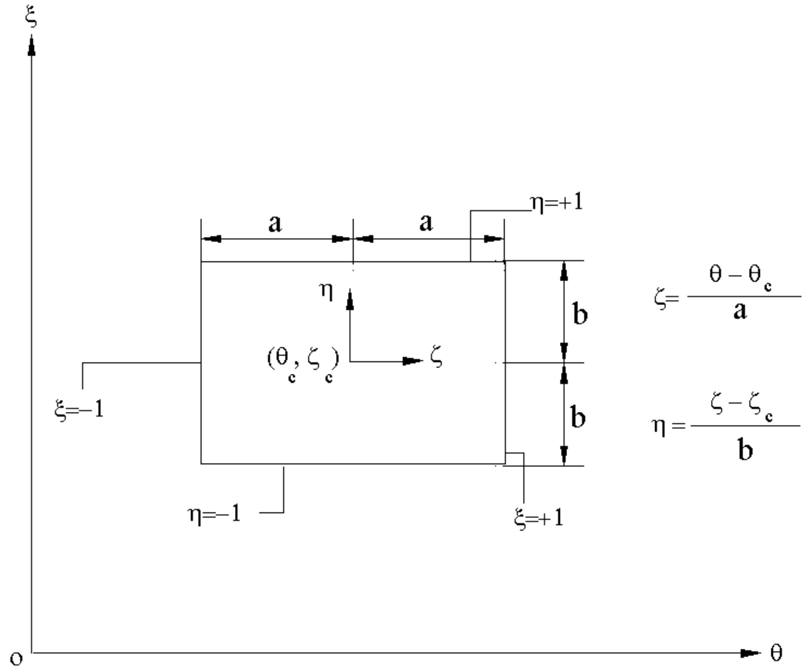
می‌باشد، محاسبه می‌شوند. مساحت المان را نیز می‌توان با رابطه

$$dA_e = (d\theta d\xi)_e = det[j]_e d\eta d\zeta \tag{ج- ۴}$$

بیان کرد. با ترکیب روابط (ج- ۱)، (ج- ۲) و (ج- ۳) می‌توان روابط را به صورت زیر بدست آورد.

$$\begin{aligned} \frac{\partial N_i}{\partial \theta} &= \frac{1}{a}\frac{\partial N_i}{\partial \zeta} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \xi} &= \frac{1}{b}\frac{\partial N_i}{\partial \eta} \\ dA_e &= ab\, d\eta d\zeta \end{aligned} \tag{ج- ۵}$$

در این روابط a, b نصف اندازه‌های المان در جهت محورهای ξ, θ مطابق با شکل (ج- ۱) می‌باشند.



شکل(ج- ۱): مختصات طبیعی (η,ζ) المان مستطیلی

نیروهای فیلم سیال روی محور

عکس‌العملهای نیروهای فیلم سیال روی محور در جهات X, Y برای یک المان از ناحیه مش‌بندی شده را با انتگرال‌گیری از مولفه‌های فشار روی آن بدین صورت بدست می‌آید.

$$F_X^e = -\int_{-1}^{+1}\int_{-1}^{+1} P^e \cos\theta |j| d\eta d\zeta$$
$$F_Y^e = -\int_{-1}^{+1}\int_{-1}^{+1} P^e \sin\theta |j| d\eta d\zeta \qquad (\text{ج- ۶})$$

با درنظرگرفتن تمام المان‌ها، عکس‌العملهای نیروهای فیلم سیال روی محور در جهات X, Y به صورت

$$F_X = -\sum_{e=1}^{e_f}\int_{-1}^{+1}\int_{-1}^{+1} P^e \cos\theta |j| d\eta d\zeta$$
$$F_Y = -\sum_{e=1}^{e_f}\int_{-1}^{+1}\int_{-1}^{+1} P^e \sin\theta |j| d\eta d\zeta \qquad (\text{ج- ۷})$$

بیان می‌شود.

منابع

[1] Kingsbury A. (**1897**) "Experiments with an air lubricated journal" **J. Am. Soc., Nav. Eng., 9,** pp **267**.

[2] Harrison W. J. (**1913**) "The hydrodynamical theory of lubrication with special reference to air as a lubricant" **Trans. Cambridge Philos. Soc., 22**, pp **39**.

[3] Katto Y. and Soda N. (**1952**) "Theory of lubrication by compressible fluid with special reference to air bearings" **Proc. Second Jap. Congress App. Mech.**, pp **267**.

[4] Ausman J. S. (**1957**) "The fluid dynamic theory of gas-lubricated bearings" **Trans. ASME, 79, 6,** pp **1218**.

[5] Ausman J. S. (**1957**) "Finite gas-lubricated journal bearings", Proc. of the conference on lub. and wear, Inst. Mech. Eng., pp **39,** London, England.

[6] Ausman J. S. (**1961**) "An improved analytical solution for self-acting gas-lubricated journal bearings of finite length", **Trans. ASME, J. Basic Eng.**, **83,** pp **188**.

[7] Elrod H. G. and Burgdorfer A. (**1959**) "Refinements of the theory of the infinitely long self-acting gas-lubricated journal bearing", Proc. of the first international symposium on gas-lubricated bearings, Washington, pp **93**, Washington, USA.

[8] Raimondi A. A. (**1961**) "A numerical solution for the gas lubricated full journal bearing of finite length", **Trans. ASLE, 4,** pp **131**.

[9] Sternlicht B. (**1961**) "Gas-lubricated cylindrical journal bearings of the finite length", **Trans. ASLE, J. App. Mech., 83**, pp **535**.

[10] Reddi M. M. (**1969**) "Finite-element solution of the incompressible lubrication problem", **Trans. ASLE, J. Lub. Tech., 91,** pp **524**.

[11] Reddi M. M. and Chu T. Y. (**1970**) "Finite-element solution of the steady-state compressible lubrication problem", **Trans. ASLE, J. Lub. Tech., 92,** pp **495**.

[12] Wada S., Hayaski H. and Migita M. (**1971**) "Application of finite element

method to hydrodynamic lubrication problems (part I, Infinite-width bearings)", **Bulletin of JSME, 14, 77,** pp **1222**.

[13] Wada S., Hayaski H. and Migita M. (**1971**) "Application of finite element method to hydrodynamic lubrication problems (part II, finite-length bearings)", **Bulletin of JSME, 14, 77**, pp **1234**.

[14] Booker J. F. and Huebner K. H. (**1972**) "Application of finite element methods to lubrication: an engineering approach", **Trans. ASME, J. Lub. Tech., 94, 4,** pp **313**.

[15] Allaire P. E., Nicholas J. C., and Gunter E. J. (**1977**) "System of finite elements for finite bearings", **Trans. ASME, J. Lub. Tech., 99, 2,** pp **187**.

[16] Malik M., Sinhasan R. and Chandra M. (**1982**) "Finite element analysis of porous thrust slider", **Wear, 76,** pp **1**.

[17] Rohde S. M. and Oh K. P. (**1975**) "Higher order finite element methods for the solution of compressible porous bearing problem", **Int. J. Numer. Meth, Eng., 9,** pp **903**.

[18] Oh K. P. and Rohde S. M. (**1977**) "Theoretical analysis of a compliant shell air bearing", **Trans. ASLE, J. Lub. Tech., 99, 1,** pp **75**.

[19] Wu E. R. (**1979**) "gas-lubricated porous bearings of finite length self –acting journal bearings", **Trans. ASME, J. Lub. Tech., 101,** pp **338**.

[20] Majumdar B. C. (**1972**) "On the general solution of externally pressurized gas journal bearings", **Trans. ASME, J. Lub. Tech., 94, 4,** pp **291**.

[21] Rahmatabadi A. D. and Rashidi R. (**2006**) "Effect of geometric parameter on power loss of gas-lubricated noncircular journal bearings", The 14th Mech. Eng. conf., pp 139, Isfahan, Iran.

[22] Rahmatabadi A. D. and Rashidi R. (**2006**) "Effect of mount angle on static and dynamic characteristics of gas-lubricated, noncircular journal bearings", **IJST**, **B3**, pp **27**.

[23] Rahmatabadi A. D. and Rashidi R. (**2007**) "Investigation of preload effects on noncircular gas bearing systems performance", **JAST, 4**, **1,** pp **33**.

[۲۴] رشیدی ر و دشتی ا، (**۱۳۸۷**) " بررسی اثرات پارامترهای طراحی بر عملکرد سیستم یاتاقان‌های

گازی غیرمدور"، **مجله علمی و پژوهشی دانشگاه امام حسین**، جلد ۴، شماره ۱،ص ۱.

[۲۵] کرمی‌محمدی ا، دشتی رحمت‌آبادی ا، کرمی‌محمدی ا و رشیدی ر،(۱۳۸۷) "بررسی اثر زاویه انحراف بر عملکرد استاتیکی و دینامیکی سیستم یاتاقان گازی سه – لب"، شانزدهمین کنفرانس بین‌المللی مهندسی مکانیک ایران، ص ۱۰۸۵ ، کرمان، ایران.

[۲۶] دشتی رحمت‌آبادی ا، کرمی‌محمدی ا و رشیدی ر،(**۱۳۸۸**) "بررسی اثر زاویه انحراف بر عملکرد سیستم یاتاقان‌های گازی دو-لب و چهار-لب به روش اجزاء محدود"، **مجله علمی و پژوهشی دانشگاه تربیت مدرس**، در دست چاپ.

[27] Lund J. W. (**1965**) "Rotor bearing dynamic tech. part. III: design handbook for fluid film type bearings", **Tech. Report, AFAPŁ TR**, pp **65**.

[28] Smalley A. J. and Malanoski S. B. (**1976**) "the use of the computer in the design of rotor-bearing systems", Winter annual Meeting of ASME, pp 1, New york, USA.

[29] Ruddy A. V. and Summers-Smith D. (**1980**) "An introduction to the influence of the bearings on the dynamics of rotating machinery", **Tribology Int., 13, 5,** pp **199.**

[30] Newkirk B. L. and Taylor, H. D. (**1925**) "Shaft whirling due to oil action in journal bearings" **General Electric Review, 28,** pp **559.**

[31] Hagg A. C. (**1946**) "The influence of oil-film journal bearings on the stability of rotating machines", **Trans. ASME J. App. Mech., 68,** pp **211.**

[32] Whitley S. and Betts C. (**1959**) "A study of gas-lubricated hydrodynamic full journal bearings", **Br. J. Appl. Phys., 10,** pp **455.**

[33] Reynolds D. B. and Gross W. A. (**1962**) "Experimental investigation of whirl in self-acting air-lubricated journal bearings"**, Trans. ASLE, 5, 2,** pp **392.**

[34] Whitely S., Bowhill A. J. and Mcewan P. (**1962**) "Half-speed whirl and load capacity of hydrodynamic gas journal bearings", **Proc. Lub. and Wear, Inst. Mech. Eng., 176, 22,** pp **554.**

[35] Sternlicht B. and Winn L. W. (**1963**) "On the load capacity and stability of rotors in self-acting gas lubricated plain cylindrical journal bearings", **Trans. ASME, J. Basic Eng., 85, 3,** pp **503.**

[36] Sternlicht B. and Winn L. W. (**1964**) "Geometric effects on the threshold of

half-frequency whirl in self-acting, gas-lubricated journal bearings". **Trans. ASME, J. Basic Eng., 86, 2,** pp **313.**

[37] Simmons J. E. L. (**1979**) "An experimental method for the determination of journal bearing stability parameters, part 2: experiment", **J. Mech. Eng. Sci., 21, 3,** pp **187.**

[38] Dayton R. D. and Chasman M. R. (**1972**) "Experimental rotor unbalance response using hydrodynamic gas lubrication", **Trans. ASME, J. Lub. Tech., 94,** pp **74.**

[39] Ausman J. S. (**1963**) "Linearized ph stability theory for translatory half-speed whirl of long self-acting gas-lubricated journal bearings", **Trans. ASME. J. Basic Eng., 83**, pp **611**.

[40] Chen H. S. and Pan C. H. T. (**1965**) "Stability analysis of gas-lubricated, self-acting, plain, cylindrical, journal bearings of finite length, using galerkin's method", **Trans. ASME, J. Basic Eng., 87,** pp **185.**

[41] Lund J. W. (**1976**) "Linear transient response of a flexible rotor supported in gas-lubricated bearings", **Trans. ASME, J. Lub. Tech, 98,** pp **57.**

[42] Marsh H. and Simmons J. E. L. (**1979**) "An experimental method for the determination of journal bearing stability parameters, part 1: Theory", **J. Mech. Eng. Sci., 21, 3,** pp **179.**

[43] Flack R. D. and Lanes R. F. (**1980**) "Effects of three lobe bearing geometries on rigid rotor stability", **Trans. ASLE, 23,** pp **431.**

[44] Garner D. R. Lee C. S. and Martin F. A. (**1980**) "Stability of profile bore bearings: influence of bearing type selection", **Tribology Int., 13, 5,** pp **204.**

[45] Glienicke J. Han D. C. and Leonhard M. (**1980**) "Practical determination and use of bearing dynamic coefficient", **Tribology Int., 13, 6,** pp **297.**

[46] Napel W. E. F and Bosma R. (**1980**) "Sinusoidal three-lobe bearings optimization and stability charts", **Trans. J. Lub. Tech., 102,** pp **416.**

[47] Malik M. (**1983**) "The analysis of symmetric and tilted four-lobed journal bearing configurations", **Trans. ASLE, 26, 2,** pp **264.**

[48] Akkok M. and Ettles C. M (**1983**) "The onset of whirl instability in journal

bearings of various bore shapes and groove sizes", **Trans. ASME, J. Lub. Tech., 105, 3,** pp **342.**

[49] Brindley J. Elliott L. and Mckay J. T. (**1985**) "The effects of bearing geometry on rotor stability", **Trans. ASLE, 29,** pp **160.**

[50] Lin J. R and Hwang C. C. (**1994**) "Static and dynamic characteristic of long porous journal bearings: use of the Brinkman-extended Darcy model", **J. Phys. D: Appl. Phys., 27, 3,** pp **634.**

[51] Kang K. Rhim Y. and Sung K. (**1996**) "A study of the oil-lubricated herringbone-grooved journal bearing. Part 1: Numerical analysis", **J. Tribology, 118, 4,** pp **906.**

[52] Rao T. V. V. L. Biswas S. Hirani H. and Athre K. (**2001**) "A methodology for dynamic coefficients and nonlinear response of multi-lobe journal bearings", **Tribology Trans., 44, 1,** pp **111.**

[53] Saha N. and Majumdar B. C. (**2004**) "Steady-state and stability characteristics of hydrostatic two-layered porous oil journal bearing", **Proc. Ins. Mech. Eng. Part J: J. Eng. Tribology, 218, 2,** pp **99.**

[54] Lund J. W. (**1968**) "Calculation of stiffness and damping properties of gas bearings", **Trans. ASME, J. Lub. Tech., 90,** pp **793.**

[55] Pinkus O. (**1975**) "Analysis of noncircular gas journal bearings", **Trans. ASME, J. Lub. Tech., 97,** pp **616.**

[56] Chandra M., Malik M. and Sinhasan R. (**1983**) "Gas bearing, part I: Dynamic analysis and solution method", **WEAR,** pp **255.**

[57] Chandra M., Malik M. and Sinhasan R. (**1983**) "On the dynamic behavior of two gas-lubricated two-lobe journal bearing configuration", **Tribology Int., 16, 2,** pp **103.**

[58] Chandra M., Malik M. and Sinhasan R. (**1983**) "Comparative study of four gas-lubricated noncircular journal bearing configurations", **Tribology Int., 16, 2,** pp **26.**

[59] Heller S., Shapiro W. and Decker O. (**1971**) "A porous hydrostatic gas bearing for use in miniature turbomachinery", **Tribology Trans. 14, 2,** pp

144.

[60] Shigeka Y. and Hiroki T. (**2000**) "Dynamic characteristics of aerostatic porous journal bearings", The Manufacturing & Machine Tool Conf., pp 71. Tokyo, Japan.

[61] Masaaki M, Shigeka Y and Kazuyuki Y. (**2003**) "Dynamic characteristic and instability at high speeds of aerostatic porous journal bearings", **JSME Annual Meeting, 4**, pp **99.**

[62] Sneck H. J. and Yen K. T. (**1964**) "The externally pressurized, porous wall, gas-lubricated journal bearing, I", **ASME Trans. 7,** pp **288**.

[63] Sneck H. and Elwell R. C. (**1965**) "The externally pressurized, porous wall, gas-lubricated journal bearing, II", **ASME Trans. 8,** pp **339**.

[64] Sina P. Chandra P. and Bhartiya S. S. (**2001**) "Thermal effects in externally pressurized porous conical bearing variable viscosity". **Acta Mech. 149,** pp **215**.

[65] Vohr J. and Pan C. (**1963**) "On the spiral-grooved, self-acting gas bearings", **MTI Technical Report, MTI63TR52**.

[66] Vohr J. and Chow C. (**1965**) "Characteristics of herringbone - grooved, gas – lubricated journal bearings", **ASME J. Basic Eng. 87, 3,** pp **568**.

[67] Hamrock B. and Fleming D. (**1971**) "Optimization of self-acting herringbone grooved journal bearing for maximum radial load capacity", In: 5th gas bearing symp. 1.

[68] Kobayashi T. (**1999**) "Numerical analysis of herringbone-grooved gas-lubricated journal bearings using a multigrid technique", **J. Tribology 121, 1,** pp **148.**

[69] Faria M. T. C. (**2000**) "Some performance characteristics of high speed gas lubricated herringbone groove journal bearing", **JSME Int. J. Series C, 44, 3,** pp **775.**

[70] Reddi M. M. and Trumpler P. R. (**1962**) "Stability of the high-speed journal bearing under steady load, part 1: The incompressible film", **Trans. ASME J. Lub. Tech., 84,** pp **351.**

[71] Badgley R. H. and Booker J. F. (**1969**) "Turborotor instability: effect of initial transients on plane motion", **Trans. ASME J. Lub. Tech., 91,** pp **625.**

[72] Kirk R. G. and Gunter E. J. (**1974**) "Transient response of rotor-bearing systems", **Trans. ASME J. Lub. Tech., 96,** pp **682.**

[73] Singh D. V. Sinhasan R. and Tayal S. P. (**1976**) "Theoretical prediction of journal center motion trajectory", **Trans. ASME J. Lub. Tech., 98,** pp **620.**

[74] Li D. F. Choy K. C. and Allaire P. E. (**1980**) "Stability and transient characteristics of four multi-lobe journal bearing configuration", **Trans. ASME J. Lub. Tech., 102,** pp **291.**

[75] Akkok M. and Ettles C. M. M. (**1984**) "Journal bearing response to excitation and behavior in the unstable region", **Trans. ASLE, 27,** pp **341.**

[76] Jain S. C. Sinhasan R. and Pill S. C. (**1989**) "A study on the dynamic response of compliant shell journal bearings", **Trans. STLE Tribology Trans., 32,** pp **297.**

[77] Bargava S. K. and Malik M. (**1991**) "The transient response of a journal in plane hydrodynamic bearing with flexible damped supports during acceleration and deceleration periods", **STLE, Tribology Trans., 34,** pp **63.**

[78] Tieu A. K. and Qiu Z. L. (**1995**) "Stability of finite journal bearings-from linear and nonlinear bearing forces", **Tribology Trans., 38, 3,** pp **627.**

[79] Rao T. V. V. L. N. and Biswas S. (**2000**) "An analytical approach to evaluate dynamic coefficients and nonlinear transient analysis of a hydrodynamic journal bearing", **Tribology Trans., 43, 1,** pp **109.**

[80] Rao T. V. V. L. N. and Biswas S. (**2001**) "A methodology fot dynamic coefficients and nonlinear of a multi-lobe journal bearing", **Tribology Trans., 44, 1,** pp **111.**

[81] Saha N. and Majumdar B. C. (**2003**) "Stability of oil-lubricated externally pressurized two-layered porous journal bearings: a nonlinear transient analysis", **Proc. Inst. Mech. Eng., part J: J. Eng. Tribology, 217, 3,** pp **223.**

[82] Castelli V. and Elrod H. G. (**1965**) "solution of the stability problem for 360

degree self-acting, gas-lubricated bearing", **Trans. ASME, J. Basic Eng., 87,** pp **199.**

[83] Rahmatabadi A. D. (**1992**) "Dynamic response of gas-lubricated journal bearing systems", Ph. D. Thesis, Department of Mechanical & Industrial Engineering, University of Roorkee, India.

[84] Piekos, E. S. (**2000**) "Numerical Simulation of Gas-Lubricated Journal Bearings for Microfabricated Machines", Ph. D. Thesis, Department of Aeronautics and Astronautics, University of M.I.T, U.S.A.

[85] Yang P., Zhu K. Q. and Wang X. L. (**2009**) "On the non-linear stability of self-acting gas journal bearing", **Tribology Int. 42, 1,** pp **71.**

[86] Al-Bender F. (**2009**) "On the modeling of the dynamic characteristics of aerostatic bearing films: From stability analysis to active compensation", **Precision Eng. 33, 2,** pp **117.**

[87] Colombo F., Raparelli T and Viktorov V. (**2009**) "Externally pressurized gas bearing: A comparison between two supply holes configurations", **Tribology Int. 42, 2,** pp **303.**

[88] Gross W. A. and Zachmanaglou E. C. (**1961**) "Perturbation solutions for gas-lubricating films", **Trans. ASME J. Basic Eng., 83,** pp **139.**

[89] Holmes A. G., Ettles C. M. and Mayes I. W. (**1978**) "The aperiodic behavior of a rigid shaft in short journal bearings", **Int. J. Numer. Meth. Eng., 12, 695.**

[90] Zhao J. Y. Linnett I. W. and Mclean L. J. (**1994**) "Subharmonic and qusi-periodic motion of an eccentric squeeze film damper-mounted rigid rotor", **Trans. ASME J. Vibr. Acoust., 116,** pp **357.**

[91] Adileta G. Guido A. Rossi C. (**1996**) "Chaotic motions of a rigid rotor in short journal bearings", **Nonlinear dynamic, 10,** pp **251.**

[92] Adileta G. Guido A. and Rossi C. (**1997**) "Nonlinear dynamics of a rigid unbalanced rotor in short bearings, part I: Theoretical analysis", **Nonlinear Dynamics, 14,** pp **57.**

[93] Adileta G. Guido A. and Rossi C. (**1997**) "Nonlinear dynamics of a rigid

unbalanced rotor in short bearings, part II: Theoretical analysis", **Nonlinear Dynamics, 14,** pp **157.**

[94] Beatty R. (**1985**) "Differentiating rotor response due to radial rubbing", **ASME J. Vibr. Acoust. Stress and Reliability in Design, 107,** pp **151.**

[95] Adams M. and Abu-Mahfouz I. (**1994**) "Exploratory research on chaos concepts as diagnostic tools for assessing rotating machinery vibration signatures", Inc. Proc. of IFTOMN 4th Int. Conf. on Rotor Dynamic, pp **29.**

[96] Brown R. D. Addison p. and Chan A. H. C. (**1994**) "Chaos in the unbalance response of journal bearings", **Nonlinear Dynamic, 5,** pp **421.**

[97] Czolczynski K. and Kapitaniak T. (**1997**) "Hopf bifurcation in rotors supported in gas bearing", **Chaos, Solitons & Fractals, 8, 4,** pp **499.**

[98] Fulel C. and Zhengsong Z. (**1997**) "Periodic, quasi-periodic and chaotic vibrations of a rub-impact rotor system supported on oil film bearings", **Int. J. Engng. Sci., 35, 10-11,** pp **963.**

[99] Chen C. and Yau H. (**1998**) "Chaos in the imbalance response of a flexible rotor supported by oil film bearings with non linear suspension", **Nonlinear Dynamic, 16, 1,** pp **71.**

[100] Wang C. C. and Chen C. K. (**2001**) "Bifurcation analysis of self-acting gas journal bearing", **J. Tribology, 123, 4,** pp **755.**

[101] Karpenko E. V. Wiercigroch M. and Cartmell M. P. (**2002**) "Regular and chaotic dynamics of a discontinuously nonlinear rotor system", **Chaos, Solitons & Fractals, 13, 6,** pp **1231.**

[102] Karpenko E. V. Pavlovskaia E. E. and Wiercigroch M. (**2003**) "Bifurcation analysis of a preloaded Jeffcott rotor", **Chaos, Solitons & Fractals, 15, 2,** pp **407.**

[103] Jian-Ping J. Guang M. Yi S. and Song-Bo X. (**2004**) "On the non-linear dynamic behavior of a rotor-bearing system", **J. Sound and Vibration, 274,** pp **1031.**

[104] Qin W. Chen G. and Meng G. (**2004**) "Nonlinear responses of a rub-impact overhung rotor", **Chaos, Solitons & Fractals, 19, 5,** pp **1161.**

[105] Wang C. C. Jang M. J. and Chen C. K. (**2004**) "Nonlinear dynamic analysis of a flexible rotor supported by self-acting gas journal bearing", **Proce. Inst. Mech. Eng., 218, 12,** pp **1527.**

[106] Wang J. S. and Wang C. C. (**2005**) "Nonlinear dynamic and bifurcation analysis of short aerodynamic journal bearings", **Tribology Int., 38,** pp **740.**

[107] Inayat-Hussain J. I. (**2005**) "Bifurcations of a flexible rotor responses in squeeze-film dampers without centering springs", **Chaos, Solitons & Fractals, 24, 2,** pp **583.**

[108] Inayat-Hussain J. I. (**2009**) "Bifurcations in the response of a flexible rotor in squeeze-film dampers with retainer springs", **Chaos, Solitons & Fractals, 39, 2,** pp **519.**

[109] Wang J. K. and Khonsari M. M. (**2006**) "Application of hopf bifurcation theory to rotor-bearing systems with consideration of turbulent effects", **Tribology Int., 39, 7,** pp **701.**

[110] Wang C. C. (**2006**) "Nonlinear dynamic behavior and bifurcation analysis of a rigid rotor supported by relatively short externally pressurized porous gas journal bearing system", **Acta Mech. 183,** pp **41.**

[111] Zhang W. M. and Meng G. (**2006**) "Stability, bifurcation and chaos of a high-speed rub-impact rotor system in MEMS", **Sensors and Actuators A, 127, 1,** pp **163.**

[112] Wang C. C. (**2007**) "Bifurcation analysis of an aerodynamic journal bearing system considering the effect of stationary herringbone grooves", **Chaos, Solitons & Fractal, 33, 5,** pp **1532.**

[113] Wang C. C. Yau H. T. Jang M. J. and Yeh Y. L. (**2007**) "Theoretical analysis of the nonlinearity behavior of a flexible rotor supported by herringbone grooved gas journal bearings", **Tribology Int., 40,** pp **533.**

[114] Wang C. C. (**2008**) "Theoretical and nonlinear behavior analysis of a flexible rotor supported by a relative short herringbone-grooved gas journal-bearing system", **Physica D-Nonlinear Phenomena, 237** pp **2282.**

[115] Wang C. C. Jang M. J. and Yeh Y. L. (**2007**) "Bifurcation and nonlinear

dynamic analysis of flexible rotor supported by relative short gas journal bearings", **Chaos, Solitons & Fractals, 32, 2,** pp **566.**

[116] Wang C. C. (**2009**) "Application of a hybrid method to the nonlinear dynamic analysis of a flexible rotor supported by a spherical gas-lubricated bearing system", **Nonlinear Analysis, 70, 5,** pp **2035.**

[117] Chang-Jian C. W. and Chen C. K. (**2007**) "Chaos and bifurcation of a flexible rub-impact rotor supported by oil film bearings with nonlinear suspension", **Mechanism and Machine Theory, 42, 3,** pp **312.**

[118] Chang-Jian C. W. and Chen C. K. (**2007**) "Bifurcation and chaos analysis of a flexible rotor supported by turbulent long journal bearings", **Chaos, Solitons & Fractals, 34, 4,** pp **1160.**

[119] Chang-Jian C. W. and Chen C. K. (**2008**) "Non-linear dynamic analysis of rub-impact rotor supported by turbulent journal bearings with non-linear suspension", **Int. J. Mech. Sci., 50, 6,** pp **1090.**

[120] Chang-Jian C. W. and Chen C. K. (**2009**) "Chaotic response and bifurcation analysis of a flexible rotor supported by porous and non-porous bearings with nonlinear suspension", **Nonlinear Analysis, 10, 2,** pp **1114.**

[121] Shen X. Jia J. and Zhao M. (**2007**) "Numerical analysis of a rub-impact rotor-bearing system with mass unbalance", **J. Vibration and Control, 13, 12,** pp **1819.**

[122] Chang-Jian C. W. and Chen C. K. (**2006**) "Nonlinear dynamic analysis of a flexible rotor supported by micropolar fluid film journal bearings", **Int. J. Eng. Sci., 44, 15-16,** pp **1050.**

[123] Chang-Jian C. W. and Chen C. K. (**2008**) "bifurcation analysis of flexible rotor supported by couple stress fluid film journal bearings with non-linear suspension systems", **Tribology Int., 41, 5,** pp **367.**

[124] Lo C. Y. and Chang-Jian C. W. (**2008**) "Nonlinear dynamics of a flexible rotor supported by turbulent journal bearings with couple stress fluid", **Chaos, Solitons & Fractals, 37, 4,** pp **1002.**

[125] Chang-Jian C. W. and Chen C. K. (**2008**) "Chaos and bifurcation of a flexible

rotor supported by porous squeeze couple stress fluid film journal bearings with non-linear suspension”, **Chaos, Solitons & Fractals, 35, 2,** pp **358.**

[126] Reddy J. (**1984**), “**An Introduction to the Finite Element Method**”, McGraw-Hill, U.S.A.

ABSTRACT

During the past few decades gas-lubricated bearings have received great attention from practical and analytical tribologists. The rapid growth of gas bearing technology is mainly due to its wide range of engineering applications such as precision machine tools, high speed aircrafts, nuclear reactors, textile spindles, dental drills, etc. Gas-lubricated journal bearings have the advantage of negligible friction, cleanliness and easy availability of air as the lubricant. However, poor dynamic stability due to low viscosity is a major problem. Therefore, the investigation of dynamic behavior is necessary to avoid settling of the system in a region where its control is severe.

In this dissertation the dynamic analysis of a rigid rotor supported by noncircular gas-lubricated journal bearings is studied. Three types of noncircular gas bearins such as two, three and four-lobe bearings have been considered. To obtain pressure variable a finite element method is employed to solve the nonlinear Reynolds equation in dynamic state. Initial conditions for dynamical state are selected from the equilibrium position of the rotor center in the static state and the related pressure variable. The motion equations of the rotor and the Reynolds equation are solved together using the Runge-Kutta method to estimate position, velocity and acceleration at each time step. The solutions are regarded as initial conditions for the next time step. To analyze the behavior of the rotor center in the horizontal and vertical directions under different operating conditions, the dynamic trajectory, the power spectra, the Poincare maps and the bifurcation diagrams are used. Parameters such as rotor mass, bearing number and preload have been considered to investigate nonlinear dynamic behavior of system at two aspect ratios of 1 and 1.5.

Results of this study show how the complex dynamic behavior of these types of system comprise the return to equilibrium position of the rotor center in the static state, KT-periodic and quasi-periodic of the rotor center and contact between the rotor and bearing with changes in the system parameters. Therefore, undesirable behavior can be avoioded for the rotor center by choosing suitable values for these parameters. Results indicate that the three types of noncircular bearings will rank from the stability standpoint with four-lobe having the highest stability, and twe lobe the lowest.

Keywords: Dynamic Behavior, Gas-Lubricated Journal Bearings, Dynamic Orbit, Poincare Map, Bifurcation.